

Kühlung eines resistiven HTSL-Kurzschlussstrombegrenzers mit einer Gemisch-Joule-Thomson-Kältemaschine

Dmitri Goloubev
geb. 10 Januar 1977

Der Fakultät Maschinenwesen
Technischen Universität Dresden

zur

Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegte Dissertation

Dresden, August 2003

Betreuender Hochschullehrer
Prof. Dr.sc.techn. H. Quack

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik des Institutes für Energiemaschinen und Maschinenlabor der Technischen Universität Dresden.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.sc.techn. H. Quack, der diese Arbeit ermöglicht und stets wohlwollend unterstützt und gefördert hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. L.R. Oellrich, Institut für technische Thermodynamik und Kältetechnik der Universität Karlsruhe und Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. Will, Lehrstuhl für Pumpen, Verdichter und Apparate, Institut für Energiemaschinen und Maschinenlabor der TU Dresden danke ich für die Übernahme der Koreferate.

Bei Herrn Dr.rer.nat. Ch. Haberstroh bedanke ich mich sehr für die hilfreiche Zusammenarbeit und die Unterstützung bei der Vorbereitung und Erstellung der Dissertation.

Herrn Dr.-Ing. A. Alexeev möchte ich für die Übergabe der am Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik gesammelten Erfahrung auf dem Gebiet der „Gemisch – Kälte“ danken.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinem Arbeitszimmerkollegen Herrn Dipl.-Ing. H. Winkler für die zahlreichen Diskussionen und Anregungen zur Lösung vieler technischen Probleme auf dem Gebiet der Kältetechnik sowie für seine nutzbaren Ratschläge bezüglich des Lebens in Deutschland im Allgemeinen.

Weiterer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing (FH) D. Kirsten für die Übernahme einiger Messpunkte am Versuchstand und Herren U. Posselt und H.-N. Nitt für die Hilfe bei der Fertigung der Versuchsanlage.

Der Sekretärin des Lehrstuhls für Kälte- und Kryotechnik, Frau M. Wengler, danke ich für die Hilfe bei der grammatischen Korrektur dieses Manuskriptes sowie vieler anderen von mir erstellten Berichte.

Darüber hinaus danke ich allen meinen Kollegen des Lehrstuhls für Kälte- und Kryotechnik, die mich während meiner Tätigkeit mit Rat und Tat unterstützt haben.

Schliesslich möchte ich mich bei meiner Freundin Galina für die starke moralische Unterstützung, insbesondere in der letzten Phase, beim Zusammenschreiben des Manuskriptes, ganz herzlich bedanken.



Inhaltsverzeichnis

1. EINLEITUNG	1
2. KÜHLMETHODEN DER STROMZUFÜHRUNGEN (SZF)	3
2.1 MATERIALEIGENSCHAFTEN DER SZF	3
2.2 LEITUNGSKÜHLUNG	5
2.2.1 EINSTUFIGE LEITUNGSKÜHLUNG	5
2.2.2 MEHRSTUFIGE LEITUNGSKÜHLUNG	7
2.2.2.1 „Ideale“ Kühlung mit unendlicher Anzahl von Kühlstufen	8
2.2.2.2 Begrenzte Anzahl von Kühlstufen	10
2.3 GASGEKÜHLTE STROMZUFÜHRUNGEN	14
2.3.1 ABGASKÜHLUNG	15
2.3.2 FORCIERTE GASKÜHLUNG	16
2.3.2.1 Leitgedanke	17
2.3.2.2 Berechnungen	18
2.4 GEGENÜBERSTELLUNG DER KÜHLMETHODEN	19
2.5 KÜHLUNG DER STROMZUFÜHRUNGEN BEI STROMLAST ABWEICHEND VOM NENNSTROM	23
2.6 BETRACHTUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE	28
3. KÜHLSYSTEME AUF BASIS DER GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	29
3.1 GEMISCH-KÄLTEMASCHINE, GRUNDLAGEN	29
3.2 OPTIMIERUNG DES KREISLAUFS EINER GEMISCH-KÄLTEMASCHINE	31
3.3 GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	34
3.4 VERSCHIEDENE AUSFÜHRUNGSVARIANTEN EINER GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	35
3.4.1 KASKADE MIT EINEM 3-KANAL-WÄRMEÜBERTRAGER	35
3.4.2 KASKADE MIT EINEM 4-KANAL-WÄRMEÜBERTRAGER	36
3.5 SIMULATION DER GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	37
3.5.1 ANNAHMEN UND KREISLAUFPARAMETER	37
3.5.2 BERECHNUNGSVORGEHEN	38
3.5.3 SIMULATIONSERGEBNISSE	38
3.5.4 MERKMALE DER BERECHNETEN GEMISCH-KREISLÄUFE	40
3.6 GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE UNTER BERÜCKSICHTIGUNG DER VERLUSTE	43
3.6.1 VERDICHTERVERLUSTE	43
3.6.2 „TEMPERATURVERLUSTE“ IM WÄRMEÜBERTRAGER	45
3.6.3 DRUCKVERLUSTE IM WÄRMEÜBERTRAGER	46
3.6.4 VERLUSTE IN DER KASKADE, ÜBERBLICK	47
3.7 UNTERSUCHUNG EINER „VERBESSERTEN“ GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	48
3.8 TEILLASTBETRIEBSVERHALTEN DER GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	51
3.9 BETRACHTUNG DER SIMULATIONSERGEBNISSE	52
4. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DER GEMISCH-STICKSTOFF-KASKADE	54
4.1 EINLEITUNG	54
4.2 UNTERSUCHUNG DER KÄLTEMASCHINE	54
4.2.1 VERSUCHSKONZEPT	54
4.2.2 GEMISCH-KÄLTEMASCHINE MIT VORKÜHLUNG	55
4.2.3 VERSUCHSANLAGE	56

4.2.3.1	Kompressor-Einheit	56
4.2.3.2	Kryoblock	58
4.2.4	MESSUNGEN	60
4.2.4.1	Temperaturmessung	60
4.2.4.2	Druckmessung	62
4.2.4.3	Durchflussmessung	62
4.2.4.4	Leistungsmessung	63
4.2.4.5	Gemischzusammensetzung	63
4.2.5	TEST DES GEMISCH-KOMPRESSORS	63
4.2.6	TEST DER KÄLTEMASCHINE	65
4.2.6.1	Planung der Experimente	65
4.2.6.2	Versuchsergebnisse, Auswertung	66
4.2.6.3	Gewonnene Erkenntnisse	71
4.3	UNTERSUCHUNG DER KASKADE	75
4.3.1	STICKSTOFF-KREISLAUF	75
4.3.2	DURCHGEFÜHRTE VERSUCHE	77
4.3.3	VERSUCHSERGEBNISSE	78
4.3.3.1	Messwerte Experiment	78
4.3.3.2	Auswertung	79
4.3.4	BETRACHTUNG DER VERSUCHSERGEBNISSE	79
4.3.4.1	Korrektur der Effektivitätsabschätzung	79
4.3.4.2	Stickstoffkompressor	82
4.3.4.3	Gemischzusammensetzung	82
4.3.4.4	Vorkühlung	84
4.3.4.5	Betriebsdrücke in dem Gemisch-Kreislauf	85
4.3.4.6	Druckverluste im Wärmeübertrager	85
4.3.5	VERBESSERUNGSPOTENTIAL	86
4.3.5.1	Variante mit geeigneterem N ₂ -Kompressor und verbesserter Vorkühlung	86
4.3.5.2	Variante mit geeigneterem N ₂ -Kompressor und optimierter Zusammensetzung	86
4.3.5.3	Variante mit geeigneterem N ₂ -Kompressor, verbesserter Vorkühlung und optimierter Gemisch-Zusammensetzung	87
4.3.5.4	Weitere Verbesserungsmöglichkeiten	87
4.3.5.5	Einfluss der Effektivität von Kompressoren	88
5.	KÜHLSYSTEME AUF DER BASIS ALTERNATIVER KÜHLTECHNIKEN	89
5.1	STROMBEGRENZER, STAND DER ENTWICKLUNG	89
5.2	KRYOREFRIGERATOREN MIT HÖHERER KÄLTELEISTUNG, STAND DER TECHNIK	89
5.3	KÄLTEVERSORGUNG MIT LN₂-NACHLIEFERUNG	90
5.4	KOSTENVERGLEICH VERSCHIEDENER KÄLTEVERSORGUNGSSYSTEME	91
5.4.1	INVESTITIONSKOSTEN UND BETRIEBSKOSTEN	91
5.4.2	TEILLASTBETRIEB	93
5.4.3	WARTUNG	93
6.	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	94
7.	LITERATURVERZEICHNIS	96
8.	ANLAGEN	99

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

A	Querschnittsfläche der Stromzuführung	m^2
CEF	Carnot-Wirkungsgrad (exergy efficiency)	%
c_p	spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{g K})$
E	Exergie	W
\bar{g}	Massen- bzw. Molstromverhältnis	g/g (mol/mol)
h	spezifische Enthalpie	J/g
F	Faktor	-
J	Kosten	€
I	Stromstärke	kA
L	Länge der Stromzuführung	m
l	spezifische Verdichterarbeit	J/g (J/mol)
\dot{m}	Massenfluss	g/s
\dot{m} / I	Massenfluss (bezogen auf die Stromstärke)	$\text{g}/(\text{s} \cdot \text{kA})$
P	Leistung	W
P / I	Leistung (bezogen auf die Stromstärke)	W/kA
P_{Carnot} / I	Antriebsleistung für den idealen Carnot-Kühlkreislauf (bezogen auf die Stromstärke)	W/kA
p	Druck	bar
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{Q} / I	Wärmelast (bezogen auf die Stromstärke)	W/kA
\dot{Q}_{gas} / I	Kühlkapazität des abdampfenden Gases (bezogen auf die Stromstärke)	W
q	spezifische Wärme	J/g
r	Verdampfungswärme	J/g
T	Temperatur	K
u	Umfang der Stromzuführung	m
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
x	Flüssiganteil	g/g

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
Δ	Differenz	
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔT_{MIN}	Minimale Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager	K
ε	Leistungszahl	-
k	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)
η	Wirkungsgrad	-
λ	Liefergrad des Verdichters	-
Π	Druckverhältnis	-
ρ	spezifischer elektrischer Widerstand	Ω/m
κ	Isentropenexponent	-

Indizies

0	kaltes Ende
1	warmes Ende
EXP	experimenteller Wert
g	gasförmig
J	Thermoelementen Typ „J“ (Fe/CuNi)
max	maximal
min	minimal
MIX	Gemisch (mixture)
opt	optimal
s2	2-Draht-Technik
SUM	gesamt
s	Sättigungszustand
sys	systematisch
VOR	Vorkühlung
umg	Umgebungszustand
ZUF	zufällig

Abkürzungen

CC	Leitungskühlung (conduction cooling)
D	Dampf
F	Flüssigkeit
FCL	Kurzschlussstrombegrenzer (fault current limiter)
FF-VC	forcierte Gaskühlung (forced flow vapour cooling)
GM	Gifford-MacMahon
HTSL	Hochtemperatursupraleiter
GN ₂	gasförmiger Stickstoff
HD	Hochdruck
IDEAL	„ideale“ Kühlung
JT	Joule-Thomson
K	Verdichter (Kompressor)
LN ₂	flüssiger Stickstoff
ND	Niederdruck
PTR	Pulsrohrkühler
RRR	Restwiderstandsverhältnis (Residual Resistivity Ratio)
SS-VC	Abgaskühlung (self-sufficient vapour cooling)
SZF	Stromzuführung
WFG	Wiedemann-Franz-Gesetz

1. Einleitung

Unter einem Kurzschlussstrombegrenzer (fault current limiter, FCL) versteht man einen veränderlichen elektrischen Widerstand, welcher, gegebenenfalls in Serie mit konventionellen, mechanischen Stromunterbrechern, direkt in den zu schützenden Stromkreis eingebaut ist. Als veränderlicher elektrischer Widerstand kann z.B. ein supraleitendes Element verwendet werden. Im normalen Betriebsfall setzt dieser dem fließenden Strom praktisch keinen Widerstand entgegen. Die Dimensionierung wird so gewählt, dass im Falle eines Überstroms ein rascher Übergang in den normalleitenden Zustand erfolgt. Durch den nun vorhandenen Widerstand wird der Stromfluss sehr effektiv begrenzt, bis beispielsweise nachgeschaltete mechanische Schutzeinrichtungen ansprechen. Sobald dies erfolgt ist, kann der Supraleiter regenerieren und in den Ausgangszustand zurückkehren.

Die Verwendung von HTSL-Material als Supraleiter erscheint hier höchst vorteilhaft, da damit ein Arbeiten auf Flüssigstickstoff-Temperaturniveau erlaubt wird. Verschiedene Prototypen auf HTSL-Basis wurden entwickelt und getestet ([1], [2], [3]). Es wurde gezeigt, dass solche Strombegrenzer beträchtliche Vorteile bei der Auslegung von Übertragungsnetzen bieten:

- Alle hinter dem Strombegrenzer liegenden Bauteile müssen nicht mehr für die hohen Kurzschlussströme ausgelegt werden. Dies hilft, Kosten zu sparen.
- Bestehende Netze können verbunden bzw. steifer gestaltet werden, ohne dass es eines Netzausbaus oder –umbaus bedarf. Die Netzqualität wird verbessert.

Ein entscheidender Punkt für die erfolgreiche Einführung der HTSL-FCL ist die Bereitstellung einer geeigneten Kälteversorgung. Dies kann entweder durch regelmäßiges Nachfüllen mit flüssigem Stickstoff oder durch den Einsatz einer Kältemaschine zur Stickstoffrekondensation realisiert werden. Beim Einsatz einer Kältemaschine hat man einen von der Stickstoffnachlieferung unabhängigen Betrieb mit geschlossenem Kühltssystem.

Die Energiedissipation in dem HTSL-Element selbst ist unter Normalbedingungen vernachlässigbar klein. Für die Auslegung des Kühltystems ist von Bedeutung, dass der größte Teil der Wärmelast durch die metallischen Stromzuführungen (SZF) verursacht wird. Die Auslegung des Kühltystems muss sich daher an der thermodynamischen Analyse der Stromzuführungen orientieren.

Hinsichtlich der Stromzuführungen liegt ein Optimierungsproblem vor. Lange Leitungen mit kleinen Leiterquerschnitten führen zu größerer Joule'scher Wärmeentwicklung infolge des ohmschen Widerstands des Materials, während umgekehrt kleine Leitungen mit großen Querschnitten einen erheblichen Anstieg der Wärmeleitung bedingen.

Das Ziel dieser Arbeit bestand in der Analyse von Kühlmethoden für solche Stromzuführungen hinsichtlich ihrer Effektivität und Wirtschaftlichkeit. Ein neues Kühltssystem auf der Basis einer Gemisch-Stickstoff-Kaskade wird vorgeschlagen als Alternative zu den derzeit in Frage kommenden Kühlttechniken.

Es wurde folgende Vorgehensweise gewählt:

1. Verschiedene Kühlmethoden zur Kühlung von SZF werden aufgeführt und thermodynamisch bewertet.
2. Kühltssysteme, basierend auf einer Gemisch-Stickstoff-Kaskade, werden vorgeschlagen und deren Charakteristika mittels numerischer Simulation bestimmt.
3. Ein auf der Basis einer Gemisch-Kältemaschine gebauter Stickstoffverflüssiger wird in Betrieb genommen und getestet.

4. Die Funktion und die Effektivität der Gemisch-Stickstoff-Kaskade zur Kühlung der Stromzuführungen werden bewertet.
5. Zugehörige Kühlsysteme auf der Basis verschiedener Kühltechniken werden analysiert
6. In einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung werden die Kühlsysteme einander gegenübergestellt.

2. Kühlmethoden der Stromzuführungen (SZF)

In diesem Kapitel wird die Kühlung von metallischen Stromzuführungen (SZF) auf Flüssigstickstoff-Temperaturniveau analysiert. Das Ziel der Analyse ist die Minimierung der Exergieverluste bei der Kühlung (W Leistungsaufnahme pro kA Strom).

Man unterscheidet zwischen gasgekühlten Stromzuführungen (vapor cooling) und Stromzuführungen mit Leitungskühlung (conduction cooling).

Als Optimierungsparameter werden die Geometrie ($I \cdot L/A$) der SZF und der Massenstrom (\dot{m}) des Stickstoffs für gasgekühlte SZF verwendet. Die Analyse basiert auf einem eindimensionalen numerischen Modell.

Als Material der elektrischen Leitungen ins Flüssigstickstoff-Temperaturgebiet werden die Metalle Kupfer, Messing oder rostfreier Stahl verwendet. In dem folgenden Abschnitt wird ein kurzer Überblick über einsetzbare Materialien bzw. deren Eigenschaften gegeben.

2.1 Materialeigenschaften der SZF

Die entscheidenden Stoffeigenschaften hinsichtlich der Ausführung von SZF sind der elektrische Widerstand $\rho(T)$ und die Wärmeleitfähigkeit $k(T)$.

Alle Metalle folgen im hier relevanten Temperaturbereich annähernd dem Wiedemann-Franz-Gesetz (WFG). Dieses Gesetz ist in der Physik seit fast 150 Jahren bekannt und gibt die Proportionalität zwischen diesen Stoffeigenschaften wieder (2-1). Es besagt, dass das Produkt aus Wärmeleitfähigkeit und elektrischem Widerstand proportional zur absoluten Temperatur ist.

$$k(T) \cdot \rho(T) = L_0 \cdot T \quad (2-1)$$

mit L_0 – Lorenz-Zahl = $2,45 \cdot 10^{-8} \text{ W}\Omega/\text{K}^2$

Das WFG bedeutet, dass ein guter elektrischer Leiter auch ein guter thermischer Leiter ist. Die Gültigkeit hat zu Folge, dass die Leistungsparameter einer optimierten SZF relativ unabhängig vom verwendeten Material sein sollten. Dadurch kann der Berechnungsprozess deutlich vereinfacht werden.

Trotz der guten Übereinstimmung der gemessenen Stoffdaten für verschiedene Materialien bei Umgebungstemperatur mit dem WFG (Tabelle 1-1), treten im Bereich von tieferen Temperaturen zum Teil erhebliche Abweichungen auf [4]. Insbesondere gilt dies für sehr reine Metalle mit kleinem Restwiderstand.

Tabelle 1-1: Produkte $(\rho \cdot k)/T$ von verschiedenen Metallen ($T = 273 \text{ K}$). Datenquelle: [5]

Metall	Ag	Au	Cd	Cu	Ir	Mo	Pb	Pt	W	Zn
$\frac{\rho \cdot k}{T} \times 10^{-8},$ $\text{W}\Omega/\text{K}^2$	2,31	2,35	2,42	2,23	2,49	2,61	2,47	2,51	3,04	2,31

Ein Vergleich des Produktes $(\rho \cdot k)/T$ nach dem WFG bzw. für Kupfer mit $\text{RRR} = 100$ zeigt Abbildung 2-1 in einem Temperaturbereich zwischen 77 und 293 K. Die erwähnte Abweichung wird hier deutlich sichtbar. Demzufolge ist das WFG mehr als Näherung und nicht als strenges „Gesetz“ zu betrachten.

Für die metallischen Leitungen aus Kupfer mit $RRR = 100$ wurde die Wärmeleitung $k(T)$ und der spezifische elektrische Widerstand $\rho(T)$ nach Gleichung (2-2a) und (2-2b) eingesetzt (graphisch dargestellt in Abbildung 2-2). Als Datenquelle für diese Gleichungen diente ein Programm [6] zur Berechnung der Materialeigenschaften.

$$\ln(k(T)) = 1,041 \cdot \ln(T) + \frac{138,91}{T} - 4,9271 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (2-2a)$$

$$\rho(T) = (-327,6 + 6,92 \cdot T) \cdot 10^{-11} \quad (2-2b)$$

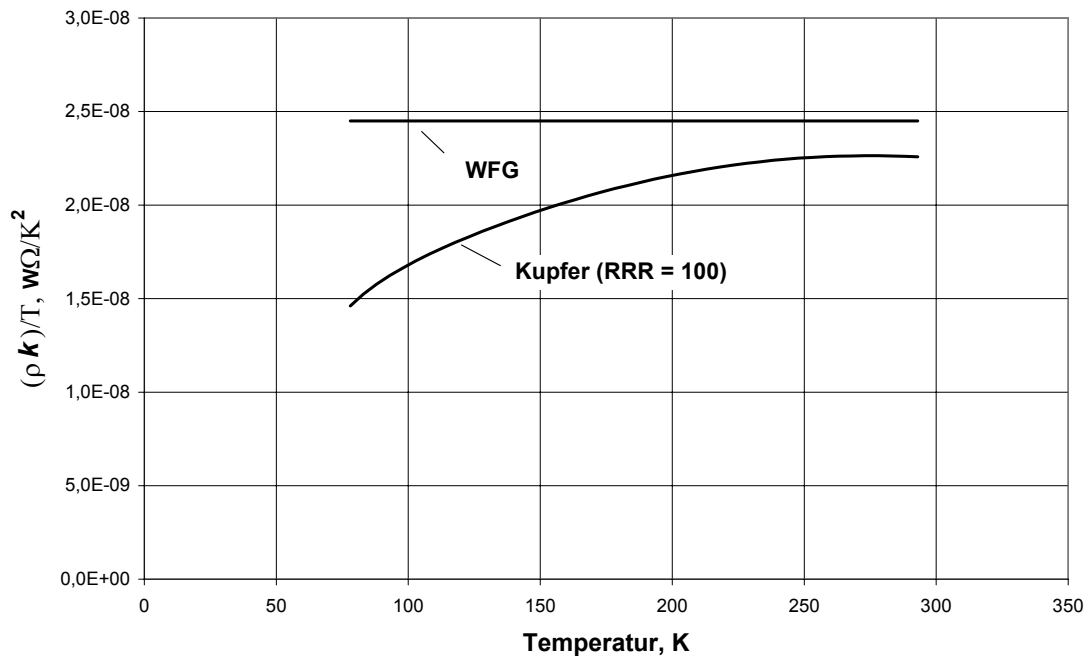


Abbildung 2-1: Vergleich des Produktes $(\rho \cdot k)/T$ für WFG und reines Kupfer

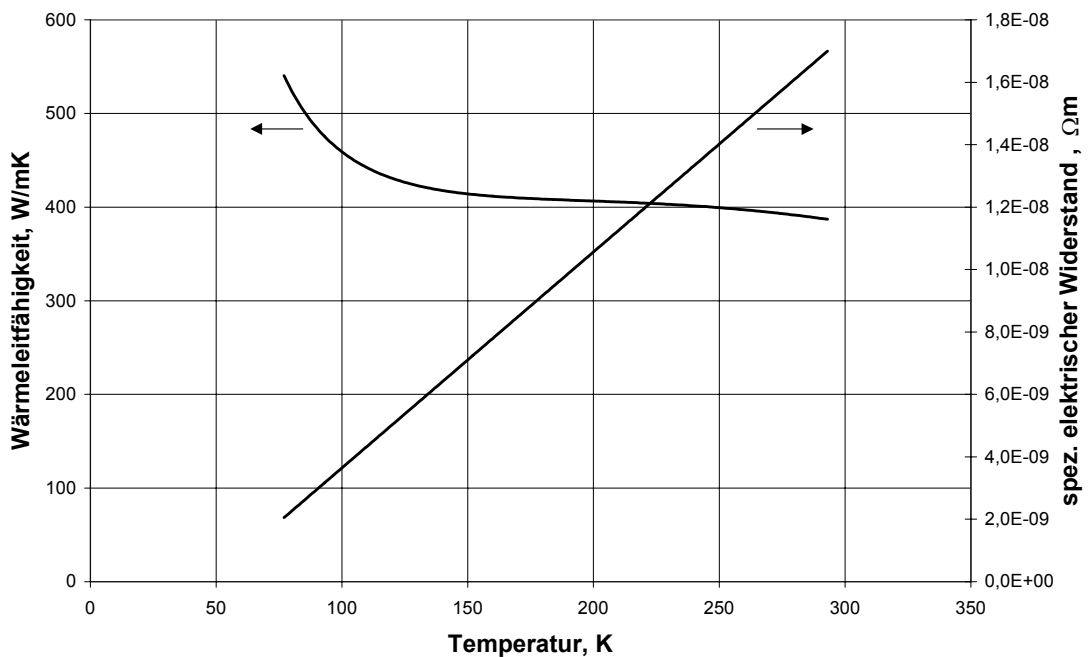


Abbildung 2-2: Wärmeleitfähigkeit und elektrischer Widerstand von Kupfer ($RRR = 100$)

2.2 Leitungskühlung

2.2.1 Einstufige Leitungskühlung

Bei einstufiger Leitungskühlung (CC - conduction cooling) wird die Wärme ausschließlich am kalten Ende der Stromzuführung abgeführt. Die Kühlung der „freien“ Länge der Stromzuführung erfolgt über Festkörperwärmeleitung (Abb. 2-3).

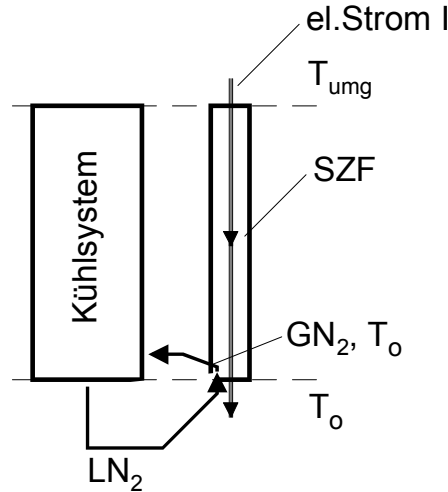


Abbildung 2-3: Schema leitungsgekühlte Stromzuführung

Diese Methode wurde u.a. von Hilal [7] untersucht und optimiert. In neueren Veröffentlichungen u.a. von Van Sciver [8] werden einfache und praktische Auslegungsformeln für solche Stromzuführungen beschrieben. Abbildung 2-4 stellt die verwendeten Größen vor.

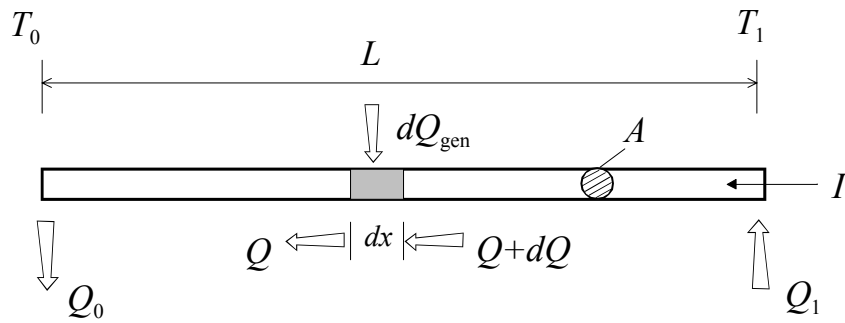


Abbildung 2-4: Darstellung zur Optimierung leitungsgekühlter Stromzuführung

Für ein differentielles Element der SZF dx ergibt sich nach einer Kombination von dem Fourierschen (2-3) und ohmschen (2-4) Gesetz eine relativ einfache Darstellung für $d\dot{Q}_{gen}$ durch den Wärmestrom \dot{Q} (2-5). Dies wird zusammen mit der Bilanzgleichung $d\dot{Q} = -d\dot{Q}_{gen}$ als Gleichung (2-6) dargestellt.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2-3)$$

$$d\dot{Q}_{gen} = I^2 \cdot \frac{\rho \cdot dx}{A} \quad (2-4)$$

$$d\dot{Q}_{gen} = \frac{\rho k I^2}{\dot{Q}} dT \quad (2-5)$$

$$d\dot{Q} = -d\dot{Q}_{gen} = -\frac{I^2 \rho k}{\dot{Q}} dT \quad (2-6)$$

Durch Integration von (2-6) erhält man:

$$\frac{1}{2}(\dot{Q}_1^2 - \dot{Q}_0^2) = -I^2 \int_{T_0}^{T_1} \rho k dT \quad (2-7)$$

$$\dot{Q}_0 = \sqrt{\dot{Q}_1^2 + 2I^2 \int_{T_0}^{T_1} \rho k dT} \quad (2-8)$$

Aus Gleichung (2-8) ergibt sich die Schlussfolgerung, dass der Wärmestrom am kalten Ende der SZF seinen minimalen Wert $\dot{Q}_0 = (\dot{Q}_0)_{min}$ erreicht, wenn \dot{Q}_1 gleich Null ist. Dies ist identisch mit der Bedingung, dass der Temperaturgradient am warmen Ende gleich Null ist.

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad (2-9)$$

Der minimale Wert des Wärmestromes \dot{Q}_0 ist also nur von der Wärmeleitfähigkeit und dem elektrischen Widerstand des Materials abhängig:

$$(\dot{Q}_0)_{min} = I \sqrt{2 \int_{T_0}^{T_1} \rho k dT} \quad (2-10)$$

Demzufolge kann der optimale Wärmestrom für jeden Querschnitt längs der Stromzuführung ermittelt werden :

$$\dot{Q}_{opt}(T) = I \sqrt{2 \int_T^{T_1} \rho(\tau) k(\tau) d\tau} \quad (2-11)$$

Die optimale Länge einer Stromzuführung mit konstanter Querschnittsfläche A ergibt sich aus der Randbedingung (2-9) und kann mit dem Ansatz (2-11) für \dot{Q} durch Anwendung von (2-4) und (2-5) gefunden werden:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dx}{A} \right)_{opt} &= \frac{k}{\dot{Q}_{opt}} dT ; \\ \left(\frac{L}{A} \right)_{opt} &= \int_{T_0}^{T_1} \frac{k}{\dot{Q}_{opt}(T)} dT = \frac{1}{I\sqrt{2}} \int_{T_1}^{T_0} \frac{k}{\sqrt{\int_T^{T_1} \rho(\tau) k(\tau) d\tau}} dT \end{aligned} \quad (2-12)$$

Die Antriebsleistung eines reversiblen Kältekreislaufs zur Erzeugung einer Kälteleistung \dot{Q}_0 auf dem Temperaturniveau T_0 beträgt:

$$P_{\text{Carnot}} = \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_0 \quad (2-13)$$

Für die Ermittlung des minimalen Wärmestroms \dot{Q}_0 sowie die minimale Antriebsleistung P_{Carnot} wurden für Kupfer (RRR = 100) die Wärmeleitung k und der spezifische Widerstand ρ gemäß Gleichungen (2-2a) und (2-2b) eingesetzt. Bei optimaler Auslegung ergeben sich die in der Tabelle 2-2 dargestellten Werte (für die SZF aus Messing bzw. Stahl wurden die Daten aus [9] verwendet).

Tabelle 2-2: Optimale Parameter für leitungsgekühlte SZF für $T_0 = 77,4 \text{ K}$ und $T_1 = 293 \text{ K}$

SZF-Parameter	Kupfer (RRR = 100)	Messing	Edelstahl	WFG
$\frac{\dot{Q}_0}{I}, \text{ W/kA}$	41,0	45,5	45,5	44,2
$\frac{P_{\text{Carnot}}}{I}, \text{ W/kA}$	114,3	126,7	126,7	123,2
$I \cdot L/A, \text{ kA/m}$	3589	650	100	–

In Tabelle 2-2 kann man die vorher erwähnten Unterschiede zwischen der Verwendung des WFG und der realen Materialeigenschaften erkennen. Die Abweichung für die berechneten Werte beträgt im Falle des reinen Kupfers 7,2 % (für Messing bzw. Edelstahl ca. 3 %). Somit zeigte sich, dass die Verwendung des WFG für qualitative Untersuchung gut geeignet ist. In jedem konkreten Fall sollte man jedoch mit Messdaten für ρ und k arbeiten.

Bemerkenswert ist hier auch der Fakt, dass alle Materialien (Metalle), die einigermaßen dem WFG folgen, als Material für Stromzuführungen in Frage kommen. Die Stromzuführungen aus Stahl sind einfach kürzer (bei gleichem Querschnitt) oder dicker (bei gleicher Länge) als Stromzuführungen aus Kupfer.

2.2.2 Mehrstufige Leitungskühlung

Mehrstufige Kühlung kommt normalerweise nur bei Helium-Temperaturen zum Einsatz [7]. Die Methode kann jedoch auch bei Flüssigstickstoff-Temperaturen angewendet werden.

In der hier bereits erwähnten Arbeit von Hilal [7] wird auch gezeigt, wie bei mehrstufiger Kühlung die Gesamt-Antriebsleistung (Gesamt-Leistungbedarf) ihr absolutes Minimum erreichen kann. Es ist hierfür eine unendliche Zahl von Carnot-Kühlern erforderlich, welche in entsprechender Weise über die ebenfalls optimal dimensionierte Stromzuführung verteilt werden müssen. Hier kann man also von „idealer“ Kühlung der SZF sprechen, da bei dieser Methode keine internen Verluste anfallen.

Eine übersichtliche mathematische Darstellung zur Ermittlung dieses absoluten Minimums bezüglich Antriebsleistung wurde auch in [8] gegeben. Dies wird in dem folgendem Abschnitt dargestellt.

2.2.2.1 „Ideale“ Kühlung mit unendlicher Anzahl von Kühlstufen

Abbildung 2-5 zeigt die Stromzuführung, die mit Hilfe einer unbegrenzten Anzahl von längs der SZF verteilten Carnot-Refrigeratoren gekühlt wird. Dies entspricht im Prinzip der mehrstufigen Leitungskühlung, die Anzahl von Zwischenkühlstufen ist jedoch unendlich.

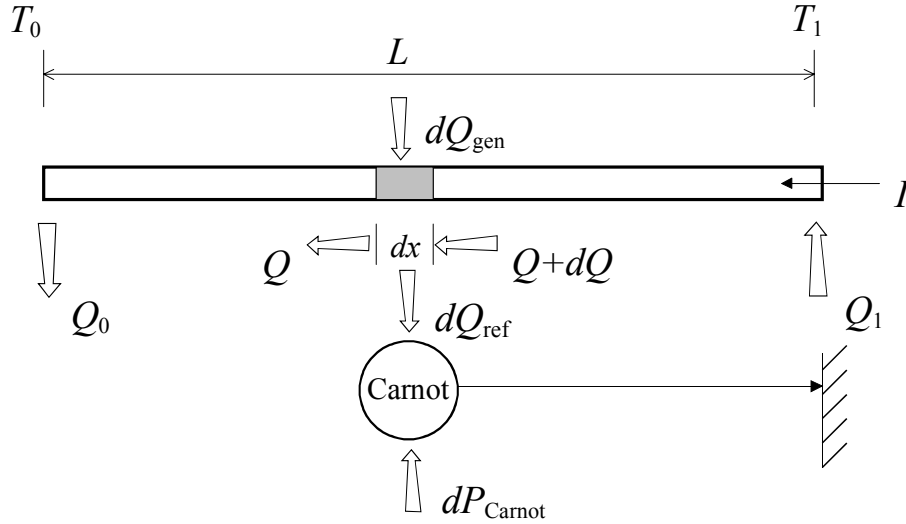


Abbildung 2-5: Leitungsgekühlte Stromzuführung mit einer unbegrenzten Anzahl von über die Länge verteilten Carnot-Kühlern

Der Gesamt-Leistungbedarf für die Kühler kann dann definiert werden:

$$P_{\text{Carnot}} = \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_0 + \int_{T_0}^{T_1} \left(\frac{T_1}{T} - 1 \right) \cdot d\dot{Q}_{\text{ref}} \quad (2-14)$$

Mit der Energiebilanz für ein kleines Element dx

$$d\dot{Q}_{\text{ref}} = d\dot{Q} + d\dot{Q}_{\text{gen}} \quad (2-15)$$

sowie mit dem Einsatz von (2-5) für $d\dot{Q}_{\text{gen}}$ ergibt sich ergibt sich mit der partiellen Integration des zweiten Terms aus (2-14):

$$P_{\text{Carnot}} = T_1 \int_{T_0}^{T_1} \frac{\dot{Q}^2}{T^2} dT + \int_{T_0}^{T_1} \left(\frac{T_1}{T} - 1 \right) \frac{\rho k I^2}{\dot{Q}} dT \quad (2-16)$$

wobei $\dot{Q}(T)$ für den Wärmestrom in der Stromzuführung steht. Für die optimale Wärmestromverteilung als Funktion der Temperatur wird gefunden [8]:

$$\dot{Q}_{\text{opt}}(T) = I \cdot T \sqrt{\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_1} \right) \rho k} \quad (2-17)$$

Abbildung 2-6 illustriert das Ergebnis von Gleichung (2-17) nochmals graphisch beim Einsatz von (2-2a) und (2-2b) sowie beim Einsatz des WFG.

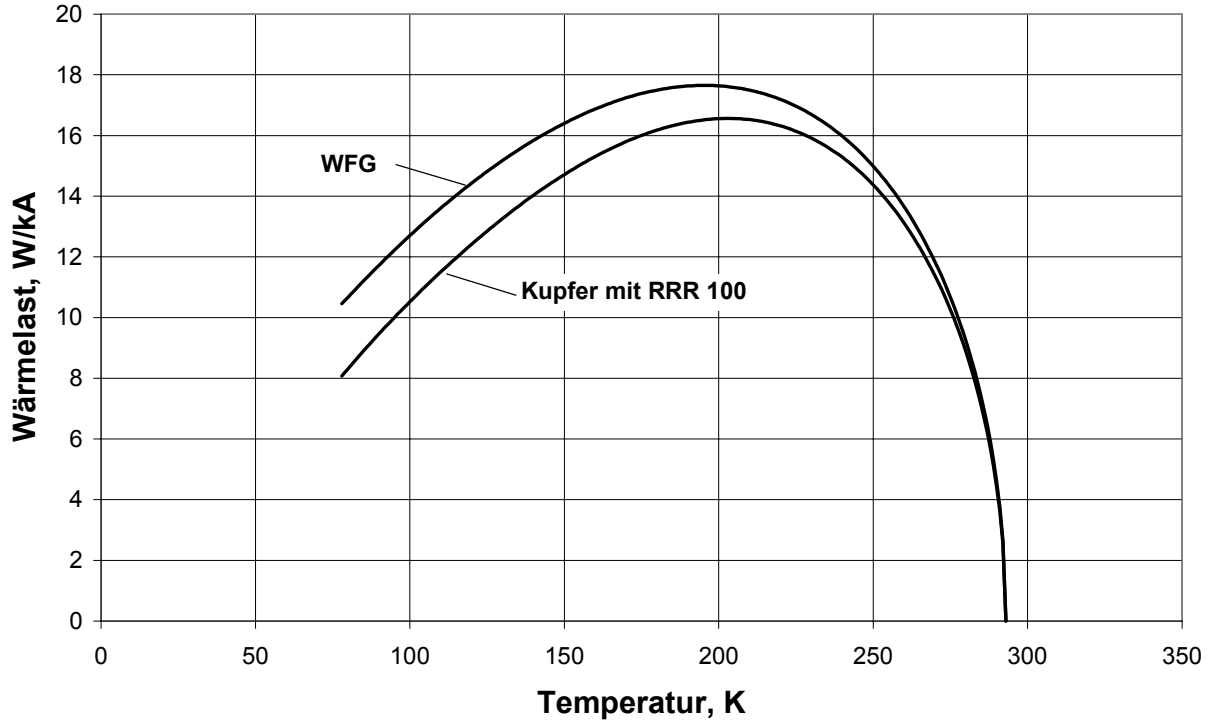


Abbildung 2-6: Optimale Wärmelast als Funktion der Temperatur

Für die optimale Dimensionierung der Stromzuführung mit konstanter Querschnittsfläche ergibt sich in diesem Fall:

$$\left(\frac{L}{A}\right)_{\text{opt}} = \frac{\sqrt{T_1}}{I} \int_{T_0}^{T_1} \sqrt{\frac{k}{\rho T(T_1 - T)}} \cdot dT \quad (2-18)$$

Gleichung (2-17) eingesetzt in Gleichung (2-16) ergibt:

$$P_{\text{Carnot}}^{\min} = 2T_1 I \int_{T_0}^{T_1} \frac{1}{T} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_1}\right) \rho k} dT \quad (2-19)$$

In [7] und [8] wurde an dieser Stelle nur berichtet, dass die Gleichung (2-19) ein absolutes Minimum der Antriebsleistung darstellt. Eine wichtige Frage zur Bestimmung der erforderlichen Kälteleistung der Carnot-Kühlern ist aber in diesen Arbeiten nicht erläutert worden.

Im Prinzip kann man diese aus der Bilanzgleichung (2-15) ermitteln. Für die Bestimmung der erforderlichen Kälteleistung auf dem jeweiligen Temperaturniveau gilt in diesem Fall:

$$\dot{Q}_{\text{ref}}(T) = \dot{Q}_0 + \int_{T_0}^T \left(\frac{d\dot{Q}}{dT} + \frac{d\dot{Q}_{\text{gen}}}{dT} \right) dT \quad (2-20)$$

Mit dem Einsatz von optimaler Wärmestromverteilung (2-17) und unter Berücksichtigung von (2-5) kann durch (2-20) die notwendige Kälteleistung auf jedem Temperaturniveau bestimmt werden.

Abbildung 2-7 illustriert das Ergebnis von Gleichung (2-20) graphisch (dargestellt für Kupfer mit RRR = 100 und für das WFG). Diese Kühlkurven stellen die “ideale” Kühlung von SZF dar, da bei dieser Methode keine internen Verlusten anfallen.

Es ergeben sich hier folgende Parameter (Tabelle 2-3) :

Tabelle 2-3: Optimale Parameter von ideal gekühlten SZF

SZF – Parameter	Kupfer (RRR = 100)	WFG
Gesamtleistungsbedarf Carnot-Kühler, $\frac{P_{\text{Carnot}}}{I}$, W/kA	68,5	78,4
IL/A_{opt} , kA/m	7613	–
$\frac{\dot{Q}_0}{I}$, W/kA	8,0	10,4

Der Unterschied zwischen den Berechnungsergebnisse für Kupfer (RRR = 100) und nach dem WFG beträgt in diesem Fall für den Gesamtleistungsbedarf ca. 12,6 %.

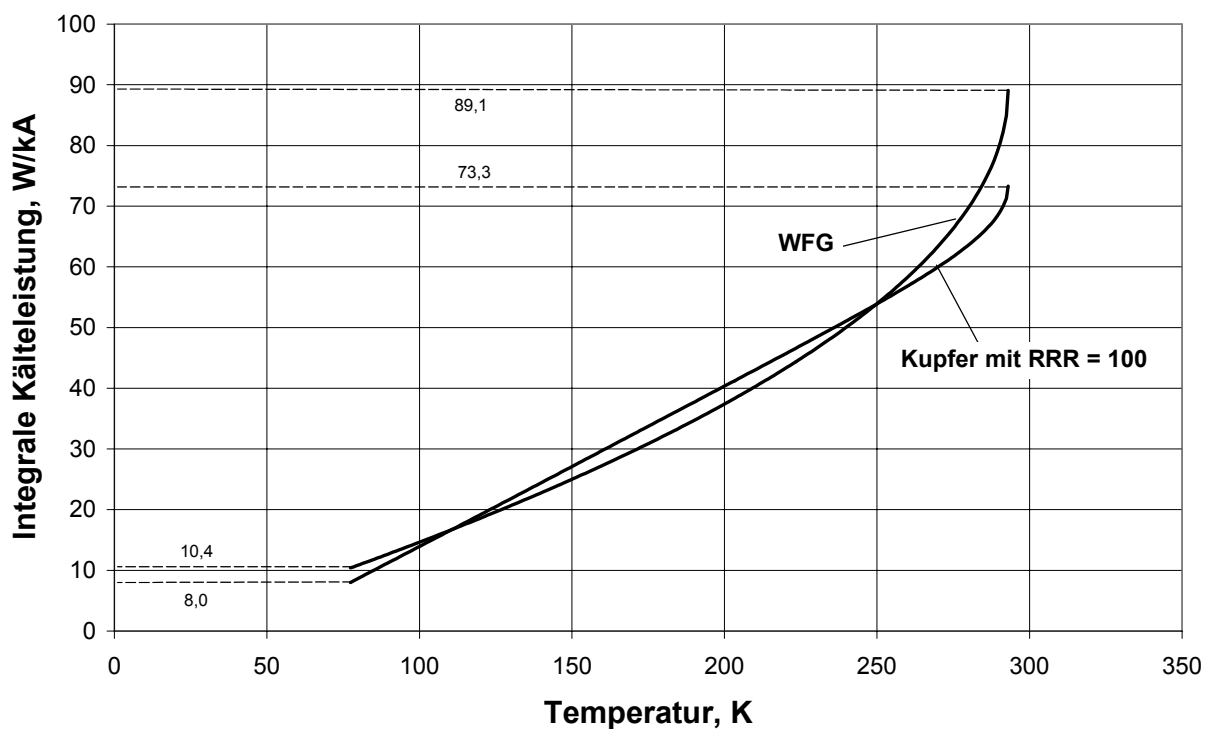


Abbildung 2-7: Q-T-Diagramm für eine unbegrenzte Anzahl von Carnot-Kühlern

2.2.2.2 Begrenzte Anzahl von Kühlstufen

Das Konzept mit einer unendlichen Anzahl separater Kühler ist in der Praxis natürlich wenig hilfreich. Es soll jedoch die mehrstufig leitungsgekühlte SZF mit Abblocken auf einigen diskreten Temperaturniveaus von Interesse sein.

Die Auswahl dieser Temperaturniveaus stellt hier offenbar ein Optimierungsproblem dar. Die in jeder Zwischenkühlstufe erforderliche Kälteleistung des Carnot-Refrigeratores soll dabei als zweiter Optimierungsparameter gewählt werden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Erfüllung von Bedingung (2-9) bei den jeweiligen Zwischenkühlstufen nicht zwangsläufig ist.

Als Ziel der Optimierung bleibt die Minimierung der Exergieverluste bei der Kühlung. Die Länge jedes „Teilstücks“ der Stromzuführung soll sich wie immer nach der optimalen Wärmestromverteilung richten.

Ein thermodynamisches Modell und ein entsprechendes Software-Programm für die Analyse solcher Kühlmethode wurde speziell entwickelt. Hierbei wurde die Gültigkeit des Wiedemann-Franz'schen Gesetzes für den betrachteten Temperaturbereich angesetzt. Das Modell lässt sich hiermit wesentlich vereinfachen.

Die mathematische Darstellung für P_{Carnot} soll dabei nur die Temperaturniveaus für Leitungskühlung und entsprechende Wärmeanteile beinhalten. Diese Wärmeanteile sind die Anteile der Wärme, welche nicht auf dem jeweiligen Temperaturniveau von der lokalen Kältemaschine abgeführt werden, sondern weiter zum nächstniedrigen Temperaturniveau fließen. Die Optimierungsaufgabe besteht in der Lösung eines Systems algebraischer Gleichungen (2-21):

$$\begin{cases} \frac{\partial P_{\text{Carnot}}}{\partial y_i} = 0 \\ \frac{\partial P_{\text{Carnot}}}{\partial T_i} = 0 \end{cases} \quad (2-21)$$

$i = 1 \dots n; T_0 = 77,4 \text{ K}, T_1 = 293 \text{ K}$

wobei i die Anzahl der mittleren Kühlstufen und y der Anteil der Wärme ist.

Bei $i = 1$ ergibt sich eine einstufige Leitungskühlung (CC), die Gleichung für $(Q_0)_{\text{min}}$ wird in diesem Fall nach (2-22) definiert:

$$(\dot{Q}_0)_{\text{min}} = I \sqrt{2 \int_{T_0}^{T_1} \rho k dT} = I \sqrt{L_0 (T_1^2 - T_0^2)} \quad (2-22)$$

Die Optimierungsergebnisse bei der Einführung einer zweiten Kühlstufe zeigen, dass das optimale Temperaturniveau für diese Kühlstufe ($T = 154,7 \text{ K}$) nahezu dem geometrischen Mittelwert der beiden Endtemperaturen der SZF entspricht. Der optimale Anteil der durchgehenden Wärme beträgt in diesem Fall $y = 0,182$. Das bedeutet, dass bei optimaler Auslegung der SZF mit einer mittleren Kühlstufe die an diesem Zwischentemperaturniveau anfallende Wärme nicht vollkommen abgeführt wird. Der Gesamtleistungsbedarf und die benötigte Kälteleistung am kalten Ende werden dabei im Vergleich mit einstufiger Leitungskühlung (Tabelle 2-2) erheblich reduziert:

$$\frac{P_{\text{Carnot}}}{I} = 90,1 \text{ W/kA}$$

$$\frac{\dot{Q}_0}{I} = 22,1 \text{ W/kA}$$

Die Abbildung 2-8 zeigt den Einfluss von der Temperatur der Kühlstufe sowie dem Anteil der an der Kühlstufe „vorbeifließenden“ Wärme auf den Gesamtleistungsbedarf bei Einsatz von zwei Carnot-Kühlern. Die Linien mit $y_{\text{opt}} = 0,182$, $y = 0,3$, $y = 0,5$ und $y = 0,7$ sind in dieser Abbildung grau gezeigt (für $y = 0,1$ ist dieser mit dünner schwarzer Linie gezeigt). Der Gesamtleistungsbedarf für Kühlung mit einem vollständigen thermischen Abblocken auf Höhe der Zwischenkühlstufe (vollständige Abführung der angefallenen Wärme, $y = 0$) zeigt dabei die dicke schwarze Linie.

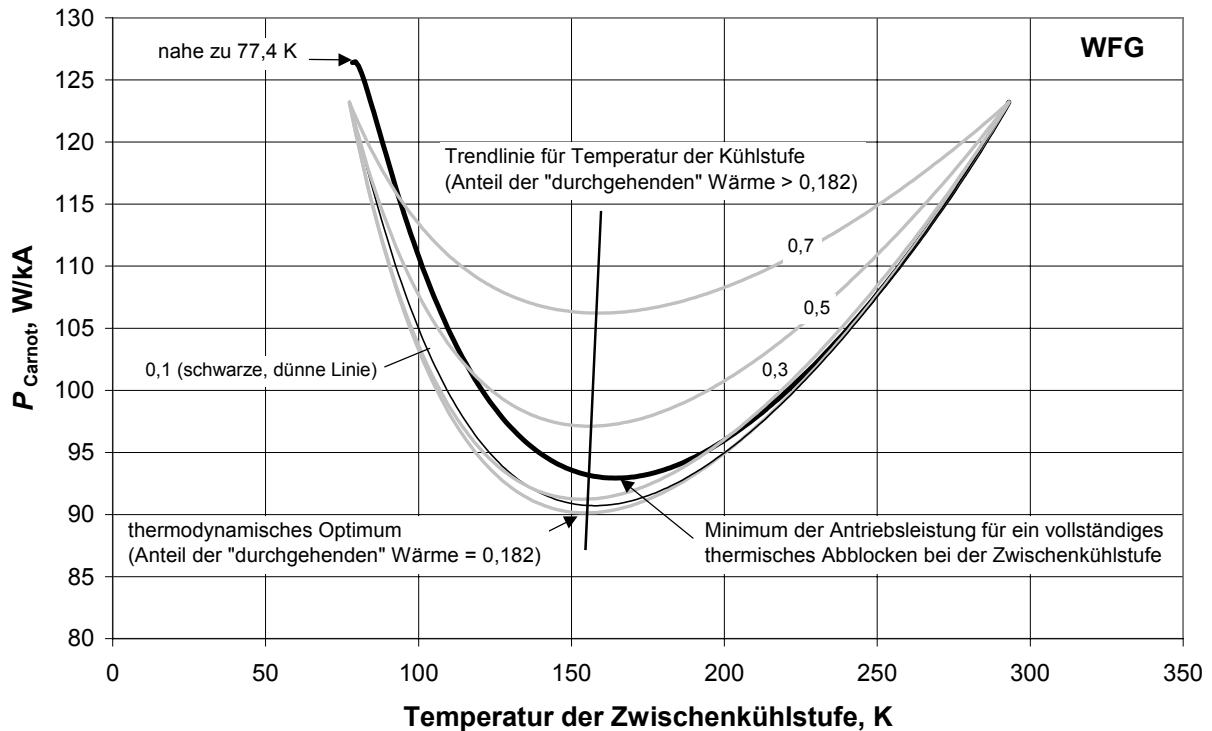


Abbildung 2-8: Einfluss von gewählter Zwischenkühl-Temperatur und dem Anteil der „durchgehenden“ Wärme auf den Gesamtleistungsbedarf (gerechnet nach WFG)

Aus Abbildung 2-8 erkennt man, dass die optimale Temperatur für eine Zwischenkühlstufe nahezu dem geometrischen Mittel der SZF-Endtemperaturen und relativ unabhängig von der an dieser Stelle abgeführten Wärme bleibt. Eine wichtigere Rolle bei der Minimierung der Exergieverluste bei der Kühlung spielt hier die Verteilung der Wärme bzw. der Kälteleistung der Carnot-Kühler. So wird das Minimum des Gesamtleistungsbedarfes erreicht, wenn die Wärme in der Zwischenkühlstufe nicht vollständig abgeführt wird. Die Erklärung dafür wird später, am Ende von Kap. 2.2, nach der Darstellung der Optimierungsergebnisse für Leitungskühlung mit einer größeren Anzahl von Kühlstufen gegeben.

Die Optimierungsergebnisse für ein-, zwei-, drei-, vier- und fünfstufige Kühlung (bezogen auf die Stromstärke $I = 1$ kA) sind Tabelle 2-4 aufgeführt.

- | | |
|------------|---|
| 1. Spalte: | Zahl der Kühlstufen |
| 2. Spalte: | optimale Temperatur laut Simulationsrechnung |
| 3. Spalte: | Anteil des Wärmestromes, welcher nicht auf dem jeweiligen Temperaturniveau von der lokalen Kältemaschine abgeführt wird, sondern weiter zum nächstniedrigen Temperaturniveau fließt |
| 4. Spalte: | Abgeführter Wärmestrom auf jeweiligem Temperaturniveau |
| 5. Spalte: | Energieverbrauch eines entsprechenden Carnot-Kühler auf jeweiligem Temperaturniveau |
| 6. Spalte: | Gesamtenergieverbrauch |

Tabelle 2-4: Berechnungsergebnisse für ein-, zwei-, drei-, vier- und fünfstufige Kühlung (WFG)

Anzahl an Kühlstufen	Kühltemperatur(en)	"durchgehender" Wärmestrom (Anteil)	Kälteleistung	Energieverbrauch des Carnot-Kühlers	Gesamtenergieverbrauch, Carnot
	K	W/W	W/kA	W/kA	W/kA
1	77,35	0	44,23	123,21	123,21
2	154,69	0,182	31,86	28,49	
	77,35	0	22,13	61,64	90,13
3	197,23	0,271	24,72	12,01	
	124,32	0,331	17,17	23,3	
	77,35	0	17,44	48,57	83,88
4	223,12	0,329	19,95	6,25	
	158,77	0,405	15,72	13,29	
	111,14	0,437	11,67	19,09	
	77,35	0	15,42	42,96	81,59
5	240,6	0,369	16,52	3,6	
	184,25	0,458	14,13	8,34	
	138,74	0,495	11,32	12,59	
	103,78	0,515	8,82	16,09	
	77,35	0	14,31	39,87	80,49

Bemerkenswert ist hier, dass der Unterschied bezüglich Gesamtleistungsbedarf zwischen dem Einsatz einer unbegrenzten Zahl der Carnot-Kühler ($P_{\text{Carnot}} = 78,4 \text{ W/kA}$) und nur fünf Kühlstufen sehr gering ist und nur noch ca. 2,7% beträgt.

Abbildung 2-9 und Abbildung 2-10 erläutern die tabellarischen Ergebnisse. Abbildung 2-9 zeigt die integrale Kälteleistung der Carnot-Kühler für „ideale“ Kühlung (unbegrenzte Anzahl von Kühlern) sowie für leitungsgekühlte Stromzuführungen mit einer, zwei bzw. fünf Kühlstufen mit jeweils optimierten Temperaturen und abgeführten Wärmemengen, berechnet auf Grundlage des WFG.

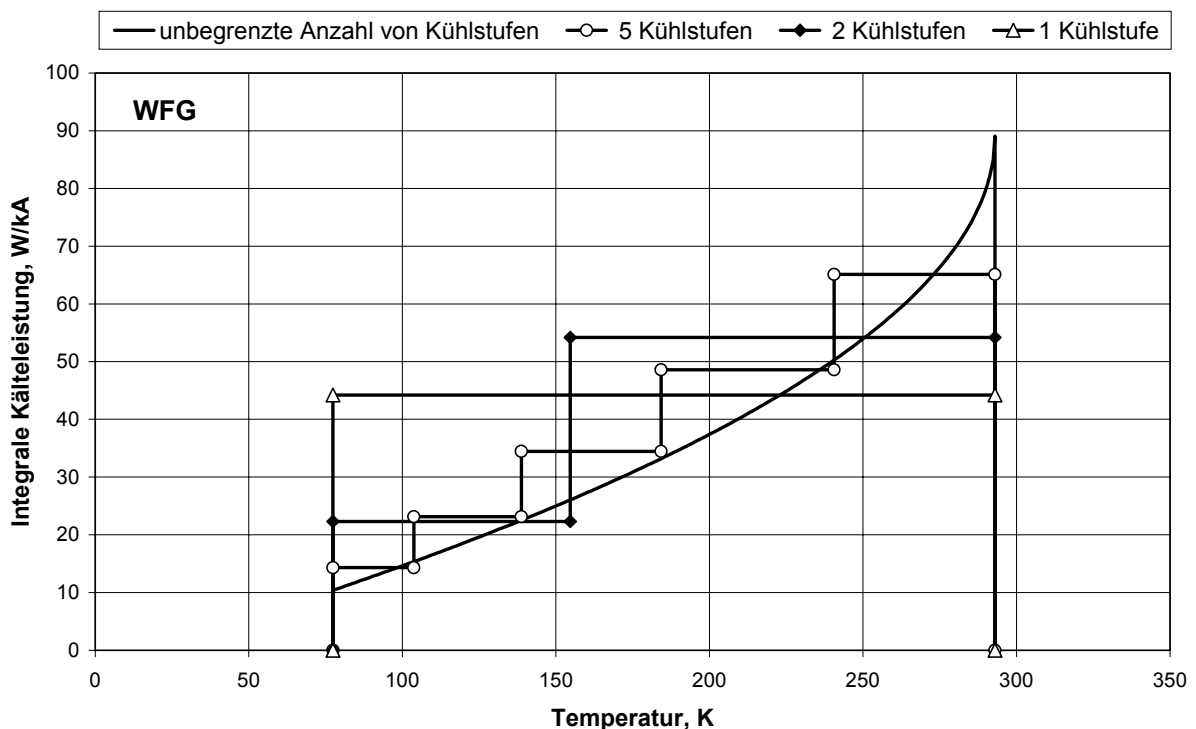


Abbildung 2-9: Integrale Kälteleistung für leitungsgekühlte Stromzuführungen mit einer unterschiedlichen Zahl von Kühlstufen

In dieser Abbildung erkennt man, dass die jeweils optimierte Kurve der erforderlichen integralen Kälteleistung mit zunehmender Zahl der Kühlstufen immer näher an der „idealen“ Kurve liegt. Die gesamt abzuführende Wärmemenge nimmt dabei zu. Der Gesamtleistungsbedarf wird aber immer niedriger, da weniger Kälte bei tiefen Temperaturen benötigt wird.

Abbildung 2-10 zeigt die Temperaturprofile für ein-, zwei- und fünfstufige Leitungskühlung (CC) sowie das Profil für ideale Kühlung über die Länge der Stromzuführung. Die Berechnung erfolgte mit Hilfe des WFG und der Gleichung (2-2a) für die Wärmeleitung von Kupfer ($RRR = 100$).

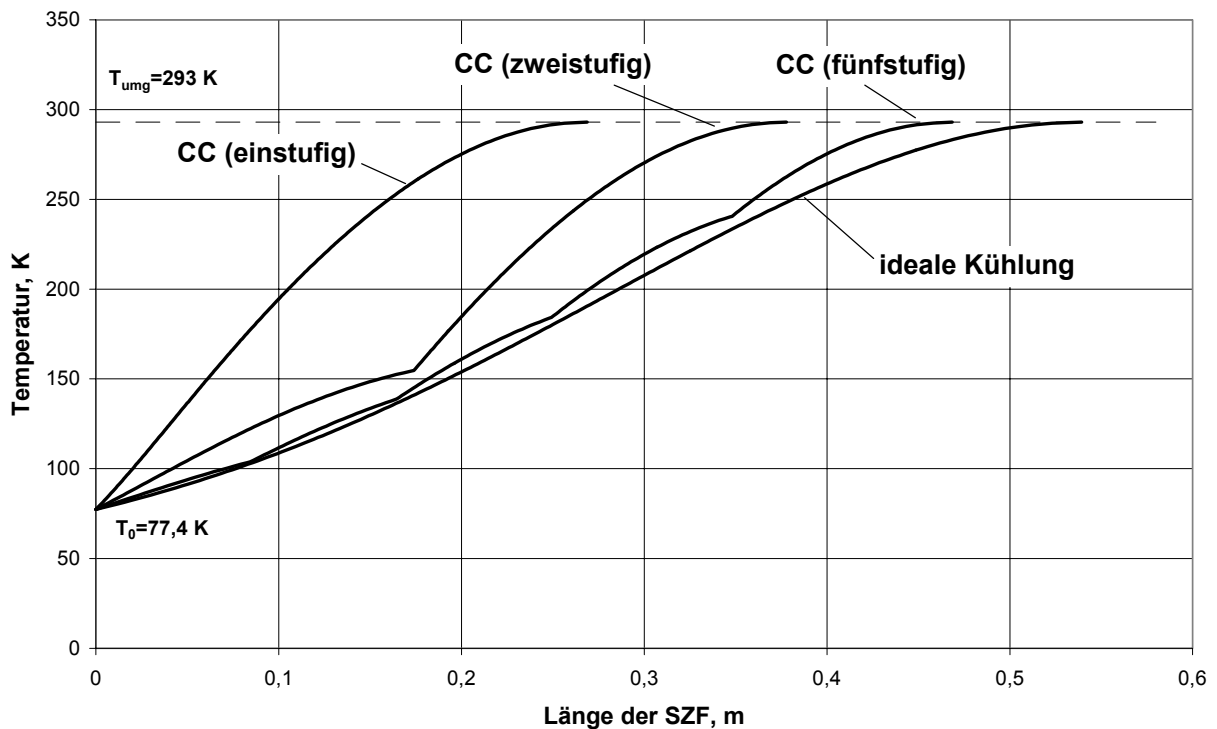


Abbildung 2-10: Temperaturprofile leitungsgekühlter SZF über absolute Länge für $I = 1 \text{ kA}$
(Der Durchmesser der SZF beträgt 1 cm)

Das Temperaturprofil in leitungsgekühlten Stromzuführungen liegt mit zunehmender Anzahl von Kühlstufen immer näher am idealen Verlauf. Die Länge der SZF wird dabei immer größer. Dadurch lässt es sich erklären, wieso bei optimaler Auslegung der mehrstufig leitungsgekühlten SZF die Wärme auf Höhe der jeweiligen Zwischenkühlstufen nicht vollständig abgeführt werden soll. Würde der Optimierungsprozess entsprechend der Optimierung jedes „Teilstücks“ zwischen jeweils zwei Kühlstufen geführt, würde sich in jeder Kühlstufe eine horizontale Tangente ($dT/dx = 0$) ergeben, die „ideale“ Kühlung mit steigender Anzahl von Kühlstufen wird dadurch also nicht erreicht.

2.3 Gasgekühlte Stromzuführungen

Beim Einsatz eines verdampfenden kryogenen Fluids als Kälte-träger oder -mittel ist es natürlich eine naheliegende Idee, neben der Verdampfungsenthalpie auch die Enthalpie des Kaltgases zur Kühlung zu verwenden. Das Kaltgas wird hierbei „entgegen dem Wärmestrom“ bis zum warmen Ende geführt, wo es etwa bei Umgebungstemperatur austritt oder bei einem geschlossenen System wieder in die Rückkühlung eingespeist wird.

Wichtig ist ein guter thermischer Kontakt zur metallischen Stromleitung, etwa mit Hilfe geeigneter Berippung.

Hier unterscheidet man abgasgekühlte Stromzuführungen (self-sufficient vapor cooling) und die Stromzuführungen, deren Kühlung mit einem zwangs-forcierten Gasstrom erfolgt (forced flow vapor cooling). Der Unterschied besteht hier hauptsächlich in der Einstellung des Massenstromes des Kühlmediums. Im Weiteren wird dieser genauer diskutiert.

Diese Kühlungsart entspricht dem in der Tieftemperaturtechnik angestrebten Prinzip der Abführung der Wärme an der Stelle, an der sie entsteht. Daher ist hier im Vergleich mit einstufiger Leitungskühlung eine Reduktion des notwendigen Energieaufwandes zu erwarten. Mit dieser Methode wird man jedoch nicht den theoretischen Leistungsverbrauch von unendlich vielen Kühlstufen erreichen.

2.3.1 Abgaskühlung

Als Gasmenge zur Kühlung der SZF wird bei abgasgekühlten SZF genau diejenige Menge benutzt, welche durch Verdampfung am kalten Ende freigesetzt wird. Die Volumenstromregelung wird vom System selbst übernommen.

In Abbildung 2-11 sind die Verhältnisse graphisch dargestellt.

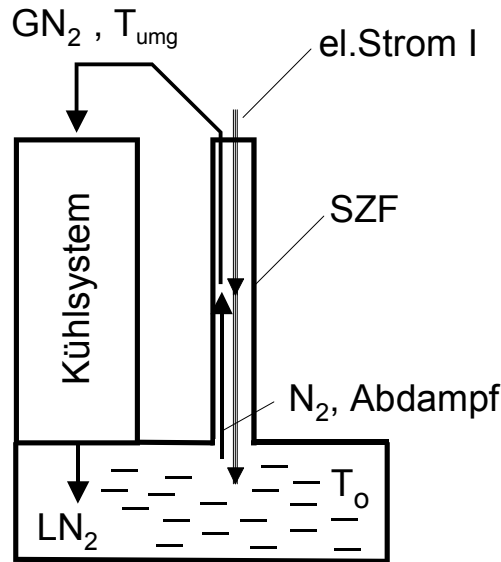


Abbildung 2-11: Abgasgekühlte Stromzuführung

Die Theorie dieser klassischen, sog. “self-sufficient vapour cooled” (SS-VC) Stromzuführungen ist schon vielfach beschrieben worden, z.B. in [9]. Das Verhalten des Kühlmediums und der Stromzuführung wird durch folgende Gleichungen beschrieben:

$$\frac{d}{dx} \left[k(T) A \frac{dT}{dx} \right] + \frac{\rho(T) I^2}{A} = \alpha u (T - T_g) \quad (2-23a)$$

$$\dot{m} c_p \frac{dT_g}{dx} = \alpha u (T - T_g) \quad (2-23b)$$

Der Massenstrom ergibt sich aus dem Wärmestrom am kalten Ende und der Verdampfungsenthalpie des Kühlmediums:

$$\dot{m} = Q_0 / r \quad (2-23c)$$

Die Berechnung wurde für eine Leitung aus Kupfer mit $RRR = 100$ durchgeführt. Wärmeleitfähigkeit k und spezifischer Widerstand ρ wurden nach Gleichung (2-2a) und (2-2b) eingesetzt.

Für die Temperaturen an beiden Enden der SZF wurden $T_0 = 77,4 \text{ K}$ und $T_1 = 293 \text{ K}$ angenommen.

Eine wichtige Variable für die Bestimmung der Wärmeübertragung zwischen der Leitung und dem Kühlmedium ist das Produkt aus der Wärmeübergangszahl α und Umfang des Leiters u als Maß für die Wärmeübertragerfläche. Die erreichbaren α -Werte für Stickstoff als Kühlmedium sind im Falle der erzwungenen Konvektion relativ niedrig. Für eine effektive Wärmeübertragung ist demzufolge für eine größere Fläche zu sorgen. Dies wird durch die Wahl des Umfangs u erreicht (die Querschnittsfläche des Leiters muss nicht unbedingt kreisförmig sein, sondern sie kann auch Rippen oder Löcher enthalten). In der folgenden Rechnung wurde der Leiter-Querschnitt von SZF der Übersichtlichkeit halber kreisförmig festgelegt, die Wärmeübertragung ist also nur durch die Wahl von α bestimmt.

Verwendete Ausgangsparameter:

Umfang der SZF	$u = 0,0314 \text{ m}$
Wärmeübergangszahl	$\alpha = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$
Wärmekapazität von GN_2	$c_p = 1,041 \text{ J/g K}$
Verdampfungsenthalpie	$r = 198 \text{ J/g}$

Für ein optimales Design ergeben sich die folgenden Werte:

Geometrie	$I \cdot L / A = 4672 \text{ kA/m}$
Massenstrom	$\dot{m} / I = 0,137 \text{ g/(s} \cdot \text{kA)}$
Wärmestrom am kalten Ende	$\dot{Q}_0 / I = 27,2 \text{ W/kA}$
Kühlkapazität des Gases	$\dot{Q}_{\text{gas}} / I = 30,7 \text{ W/kA}$
Minimale Antriebsleistung	$P_{\text{Carnot}} / I = 101,7 \text{ W/kA}$

Hierbei ist \dot{Q}_{gas} die verfügbare Kühlkapazität des abdampfenden Stickstoff-Kaltgases und P_{Carnot} die minimale Rückverflüssigungsarbeit des Stickstoffs. Diese minimale Arbeit zur Rückverflüssigung ergibt sich als Exergiedifferenz des gasförmigen Eingangs- (Umgebungszustands)- und des flüssigen Endzustandes.

Für \dot{Q}_0 / I erhält man also einen um 33 % niedrigeren Wert im Vergleich zu den einstufig-leitungsgekühlten Stromzuführungen. Der Unterschied im Gesamtenergieverbrauch für den Carnot-Kühler liegt jedoch nur geringfügig niedriger (um ca. 14 %).

Die optimale Länge der SZF ergibt sich auch mit der Bedingung, dass der Temperaturgradient am warmen Ende gleich Null ist. Die Temperaturdifferenz am warmen Ende der SZF zwischen der Leitung und dem Stickstoff-Abgasstrom beträgt nach obiger Rechnung $\Delta T_1 = 0,15 \text{ K}$. Die durchschnittliche Temperaturdifferenz über die Länge der Leitung ist aber etwas größer und beträgt $\Delta \bar{T} = 2,67 \text{ K}$.

2.3.2 Forcierte Gaskühlung

Die in dem vorherigen Unterkapitel beschriebene Gaskühlvariante stellt den selbstregelnden autonomen Betrieb dar, in dem der Gasstrom entsprechend der Verdampfungsenthalpie am

kalten Ende entsteht. Im Prinzip kann der Gasstrom zur Kühlung der Leitung nicht nur durch Verdampfung, sondern auch durch das Einspeisen einer zusätzlichen Gasmenge am kalten Ende gewährleistet werden, die Kühlung der SZF wird dadurch also „forciert“.

Der Gesamtmassenstrom des Kühlmediums ergibt sich damit aus der eingespeisten Gasmenge und dem durch die Verdampfungsenthalpie entstehenden Gas. Es kann so im Prinzip eine Kühlmethode mit unterschiedlichen Anteilen von Flüssigkeit am kaltem Ende der SZF realisiert werden. Diese Flüssigkeitsanteile werden als Verhältnis von dem durch Verdampfung entstehenden Massenstrom zu dem Gesamtmassenstrom definiert und in der weiteren Betrachtung als x bezeichnet (anders als üblich, wird in dieser Arbeit mit x der Flüssigkeitsanteil und nicht der Dampfanteil bezeichnet).

In den folgenden Kapiteln wird die Analyse solcher Gaskühlvarianten und anschließend eine Gegenüberstellung aller in Frage kommenden Kühlmethoden gegeben.

2.3.2.1 Leitgedanke

Wie es bereits angesprochen wurde, ist das Konzept mit einer unbegrenzten Anzahl separater Kühler in der Praxis natürlich wenig hilfreich. Jedoch kann aus Abbildung 2-7 eine nützliche Information abgeleitet werden. So legt die weitgehend linear verlaufende Beziehung zwischen Temperaturniveau und erforderlicher Kälteleistung nahe, anstelle einer unendlichen Anzahl einzelner Kühler einen Fluidstrom mit konstanter Wärmekapazität zu verwenden, etwa einen entsprechenden Massenstrom von gasförmigem Stickstoff. Dies kann einer optimalen Variante der forcierten Gaskühlung (forced flow vapor cooling, FF-VC) entsprechen. Der Massenstrom ist dann definiert als:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{gas}}}{h_1 - h_2} = \frac{Q_{\text{ref}}(T_1) - Q_{\text{ref}}(T_0)}{h_1 - h_2} \quad (2-24)$$

$Q_{\text{ref}}(T_1)$ und $Q_{\text{ref}}(T_0)$ sind Werte, die mit der Gleichungen (2-20) berechnet werden und h_1, h_2 Enthalpien des Stickstoffstroms (Abbildung 2-12).

Es wird außer der Verdampfungsenthalpie der Flüssigkeit am kalten Ende (Abfuhr von Q_0) auch die Enthalpie eines zusätzlichen kalten Stromes zur Kühlung verwendet (Abbildung 2-13, $\text{LN}_2 + \text{GN}_2$ am kalten Ende).

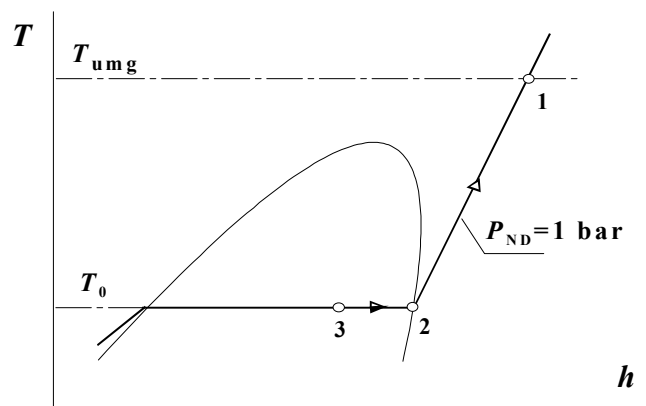


Abbildung 2-12: Prozessverlauf im T,h-Diagramm

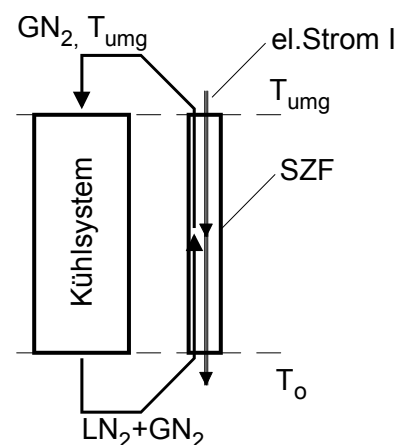


Abbildung 2-13: Forcierte Gaskühlung

2.3.2.2 Berechnungen

Ausgangspunkt für die Analyse dieser Kühlmethode sollen die im Abschnitt 2.3.1 aufgestellten Differentialgleichungen sein, allerdings ohne (2-23c). Es wurde dazu ein Modell und ein entsprechendes Software-Programm (s. Anlage 1) entwickelt. Dieses ermöglicht, die Stromzuführung in Abhängigkeit von dem Wärmeübergang an der Oberfläche α bzw. von dem Produkt $\alpha \cdot u$ und dem Stickstoffdurchsatz \dot{m} zu optimieren. Aus \dot{m} und dem Wärmeeinfall am kalten Ende \dot{Q}_0 lässt sich auch der Flüssigkeitsanteil x am kalten Ende bestimmen.

Die Ergebnisse der Berechnungen einer Gaskühlvariante mit dem nach (2-24) bestimmten Massenstrom und unterschiedlichen Wärmeübergangszahlen, $\alpha = \infty$ (idealer Wärmeübergang), $\alpha = 1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ und $\alpha = 100 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, sind in Tabelle 2-5 aufgeführt. Wie bereits in Kapitel 2.3.1 erwähnt, können sich die angenommenen Wärmeübergangszahlen auf einen Leiter mit kreisförmigem Umfang beziehen. Hat der Leiter eine andere Form und somit einen größeren Umfang, so kann die Wärmeübergangszahl umgekehrt proportional zum Umfang sinken. Als Material für die Leitung wurde wie früher Kupfer mit $\text{RRR} = 100$ gewählt.

Der notwendige Massenstrom des Stickstoffs ist $\frac{\dot{m}}{I} = 0,291 \text{ g/(s}\cdot\text{kA)}$. Die anderen Ausgangsparameter entsprechen denen aus Kapitel 2.3.1.

Tabelle 2-5: Simulationsergebnisse für forciert gasgekühlte Stromzuführungen (FF-VC)

$\alpha, \text{ W/(m}^2\text{K)}$	∞	1000	100
$\frac{P_{\text{Carnot}}}{I}, \text{ W/kA}$	77,13	79,52	104,64
relativer Wirkungsgrad, %	88,8	86,1	65,5
$\frac{\dot{Q}_0}{I}, \text{ W/kA}$	7,72	8,58	17,59
$\frac{\dot{Q}_{\text{gas}}}{I}, \text{ W/kA}$	65,3	65,14	57,84
$(I \cdot L/A)_{\text{opt}}, \text{ kA/m}$	7665	7626	6875
$\Delta \bar{T}, \text{ K}$	-	3,46	34
$\Delta T_l, \text{ K}$	0	0,6	24,7
$x, \%$	13,4	14,9	30,5

- relativer Wirkungsgrad : Wirkungsgrad, bezogen auf die ideale Kühlung
- $\Delta \bar{T}$: durchschnittliche Temperaturdifferenz zwischen Stromzuführung und Gas (berechnet über die Länge der Leitung)
- ΔT_l : Temperaturdifferenz am warmen Ende der Stromzuführung
- x : Flüssigkeitsanteil Stickstoff ($T = T_0, p_s = 1 \text{ bar}$)

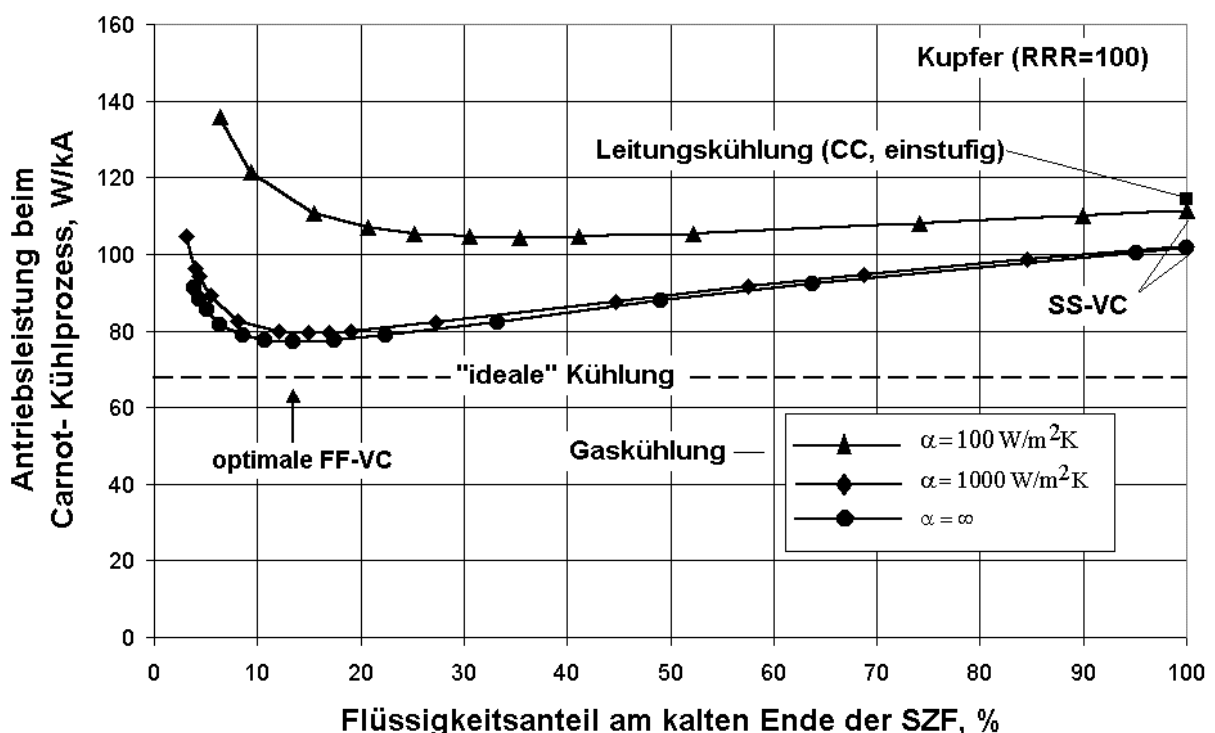
Aus Tabelle 2-5 lassen sich folgende Aussagen ableiten:

- Auch im Falle eines beliebig guten Wärmeübergangs ($\alpha = \infty$) ergeben sich unvermeidbare Verluste, da die Wärmekapazität des Stickstoffs nicht ganz dem geforderten Verlauf entspricht.
- Für $\alpha = 1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ergeben sich zusätzliche Verluste aus der resultierenden Temperaturdifferenz zwischen Gas und elektrischem Leiter.
- Diese Verluste beeinflussen bei schlechtem Wärmeübergang (s. Ergebnisse für $\alpha = 100 \text{ W/(m}^2\text{K)}$) den Energieverbrauch der Anlage unvorteilhaft.

Prinzipiell kann die forcierte Gaskühlung mit verschiedenen Flüssigkeitsanteilen am kalten Ende der SZF (von 0 bis 100 %) realisiert werden. Die Geometrie der SZF sowie der Stickstoffmassenstrom müssen jeweils neu optimiert werden. Die Berechnungsergebnisse für verschiedene Gaskühlvarianten werden in dem folgenden Kapitel u.a. dargestellt.

2.4 Gegenüberstellung der Kühlmethoden

In Abbildung 2-14 sind die Leistungsaufnahmen für verschiedene Kühlmethoden gegenübergestellt. Jeder Punkt im Diagramm bezieht sich auf eine für den jeweiligen Arbeitspunkt optimale Auslegung und ist auf den Carnot-Kühlprozess bezogen. Material der SZF ist Kupfer (RRR = 100).



*Abbildung 2-14: Minimale Leistungsaufnahme verschiedener Kühlmethoden
(0 ... 100 % am kalten Ende der SZF entspricht $x = 0 \dots 1$)*

Für die Gaskühlung wurden alle in Frage kommenden Varianten der forcierten Kühlung (FF-VC, Flüssigkeitsanteile am kalten Ende der SZF 0 ... 100 %) sowie die Abgaskühlung (SS – VC, 100 % Flüssigkeit am kalten Ende) mit unterschiedlichen Wärmeübergangszahlen berechnet ($\alpha = 100 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha = \infty$).

Es ist zu erkennen, dass die forcierte Gaskühlung ein ausgeprägtes Antriebsleistungsminimum hat, welches bei extrem gutem Wärmeübergang der im Unterkapitel 2.3.2.2 betrachteten Gaskühlmethode mit etwa 15 % Flüssigkeit am kalten Ende entspricht. Im Falle des schlechtesten Wärmeübergangs ist das Optimum weniger ausgeprägt und liegt bei einem höherem Flüssigkeitsanteil am kalten Ende der SZF. Im Weiteren werden nur die Gaskühlmethoden mit gutem Wärmeübergang betrachtet.

Ein anderer wichtiger Parameter ist die Geometrie der SZF. In Abbildung 2-15 ist der Geometrieparameter $(I \cdot L/A)_{\text{opt}}$ über den Flüssigkeitsanteil am kalten Ende aufgetragen. Wenn der Strom I und die Leiterquerschnittsfläche A vorgegeben sind, dann stellt die Ordinate in Abbildung 2-15 die Länge der SZF dar. Es ist zu erkennen, dass die Gaskühlvarianten mit größerem Flüssigkeitsanteil (Extremfall ist die Abgaskühlung (SS-VC) mit 100 % Flüssigkeit) kürzere SZF benötigen als die Gaskühlvarianten mit kleinerem Flüssigkeitsanteil. Der Fall der einstufigen Leitungskühlung benötigt die kürzeste Länge.

In Abbildung 2-16 ist die jeweils optimale Verteilung zwischen Zufuhr von LN_2 bzw. GN_2 am kalten Ende für alle Gaskühlmethoden der SZF zusammengestellt.

Die wichtigsten Parametern einiger ausgewählter Kühlmethoden sind in der Tabelle 2-6 zusammengefasst. Bei der idealen Kühlung werden 68,5 W Antriebsleistung pro kA Strom benötigt. Der relative Wirkungsgrad weist für die forcierte Gaskühlung mit etwa 15 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF die beste Effizienz aus. Dazu ist aber auch ein viel größerer Massenstrom als bei der Abgaskühlung notwendig. Der Fall der einstufigen Leitungskühlung weist die schlechteste Effizienz aus. Diese Gegenüberstellung wurde auch in [10] von dem Verfasser dargestellt.

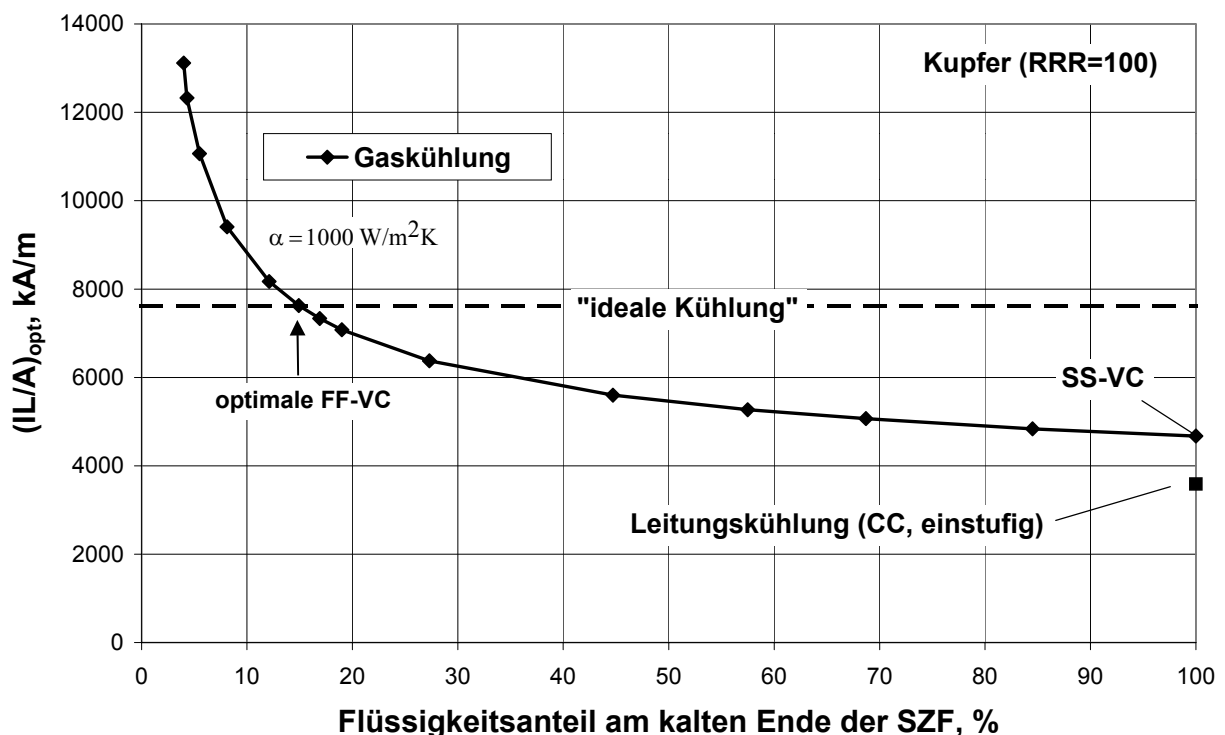


Abbildung 2-15: Optimale Geometrie der SZF für verschiedene Kühlmethoden

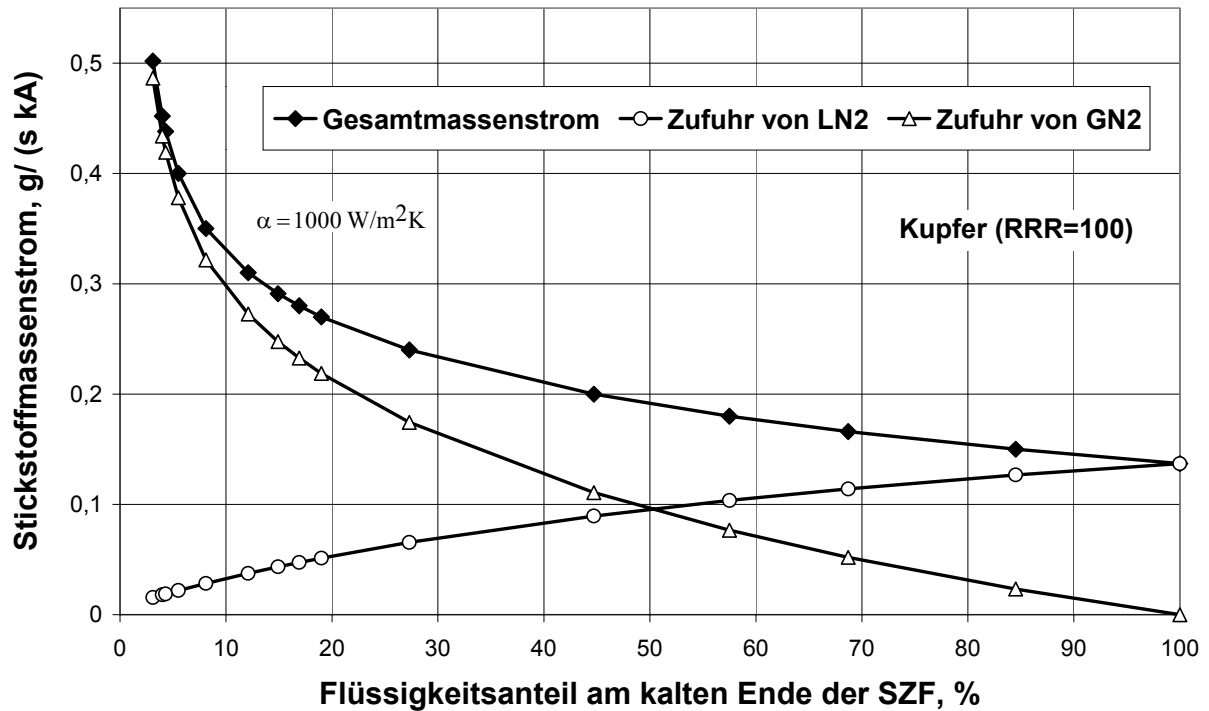


Abbildung 2-16: Optimale Massenstromverteilung für Gaskühlmethoden

Tabelle 2-6: Wichtigste Parametern einiger Kühlmethoden (Kupfer RRR = 100)

Kühlmethode	Ideale Kühlung	Optimale FF-VC $\alpha = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	SS-VC $\alpha = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	CC (einstufig)
$\frac{P_{\text{Carnot}}}{I}$, W/kA	68,5	79,52	101,7	114,3
rel. Wirkungsgrad, %	100	86,1	67,4	59,9
$\frac{\dot{Q}_0}{I}$, W/kA	8	8,58	27,23	41,04
Anteil der Flüssigkeit am kalten Ende, %	–	14,9	100	–
$(I \cdot L/A)$, kA/m	7613	7626	4672	3589
$\frac{\dot{m}}{I}$, g/(s·kA)	–	0,291	0,137	–

In Abbildung 2-17 sind Q,T-Diagramme (Kälteleistungsverteilung) für die Kühlmethoden aus Tabelle 2-6 dargestellt. Die Güte jeder Kühlmethode kann daraus graphisch, nach Maßgabe der Annäherung zur idealen Kühlung, beurteilt werden.

Die optimalen Temperaturprofile für die Kühlmethoden aus Tabelle 2-6 sind in Abbildung 2-18 zu sehen.

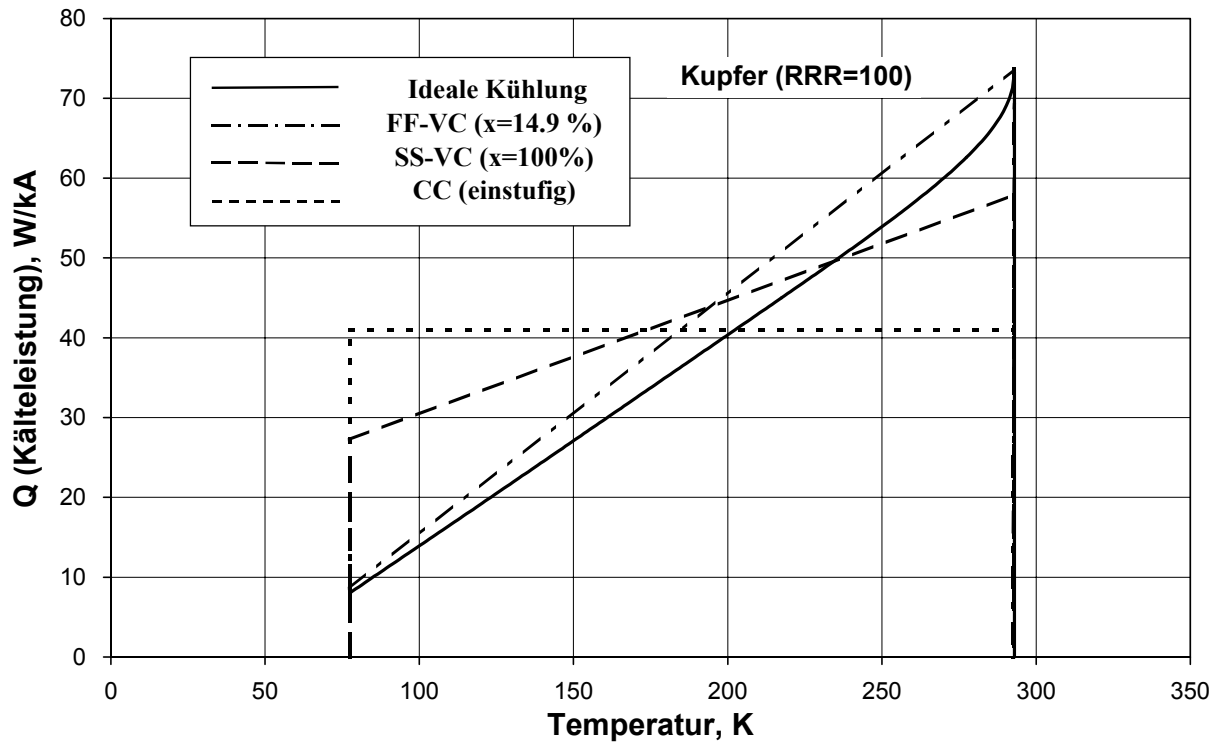


Abbildung 2-17: Q,T -Diagramme für betrachtete Kühlmethode

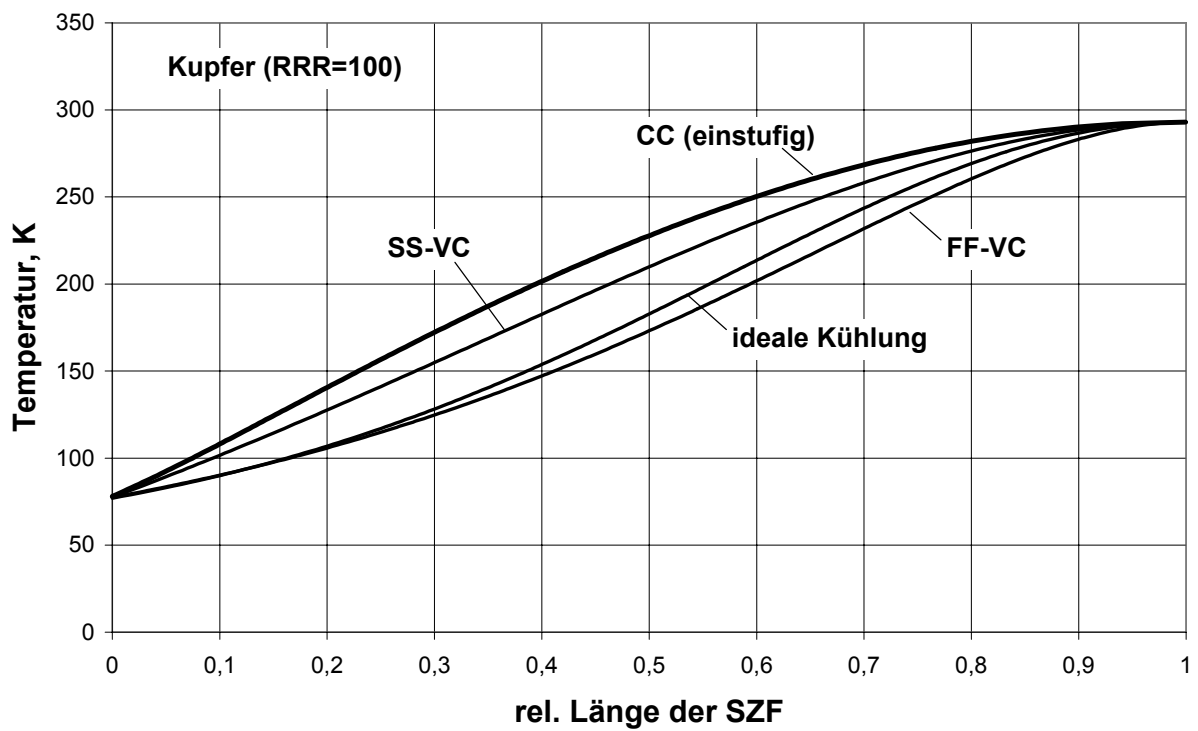


Abbildung 2-18: Optimale Temperaturprofile verschiedener Kühlmethode

2.5 Kühlung der Stromzuführungen bei Stromlast abweichend vom Nennstrom

Die Strombelastung von FCLs für reale Übertragungsnetze ist starken Schwankungen unterworfen. Die Schwankungen liegen im Bereich von 20 % bis 130 % des Nennstroms und sind im Wesentlichen von Tages- und Jahreszeit bestimmt.

Die Wahl des Nennstroms geht dabei empfindlich in die Dimensionierung der Stromzuführungen ein. Je niedriger der Nennstrom ist, desto länger wird die Stromzuführung. Beim Überschreiten des Nennstromes kann es zu starker Überhitzung der Stromzuführung kommen, weit über die Temperatur des warmen Endes hinaus. Deshalb empfiehlt es sich, den Nennstrom relativ hoch anzusetzen.

Ebenso wichtig ist, dass das FCL-Kühlsystem effizient auf verschiedene Lastfälle reagieren kann, um einerseits den jährlichen Energie-Eigenverbrauch zu minimieren und andererseits bei Überlast eine starke Überhitzung zu vermeiden.

Der Fall der abnehmenden Stromstärke im Netz stellt einen öfter vorkommenden Betriebszustand dar.

In Abbildung 2-19 ist die Leistungsaufnahme verschiedener Kühlmethoden für eine nominale Stromstärke ($I = I_{\text{nom}}$) sowie für eine halbierte ($I = 0,5 \cdot I_{\text{nom}}$) dargestellt. Die Längen der SZF entsprechen in jeden Fall der Optimierung für den Nennstrom.

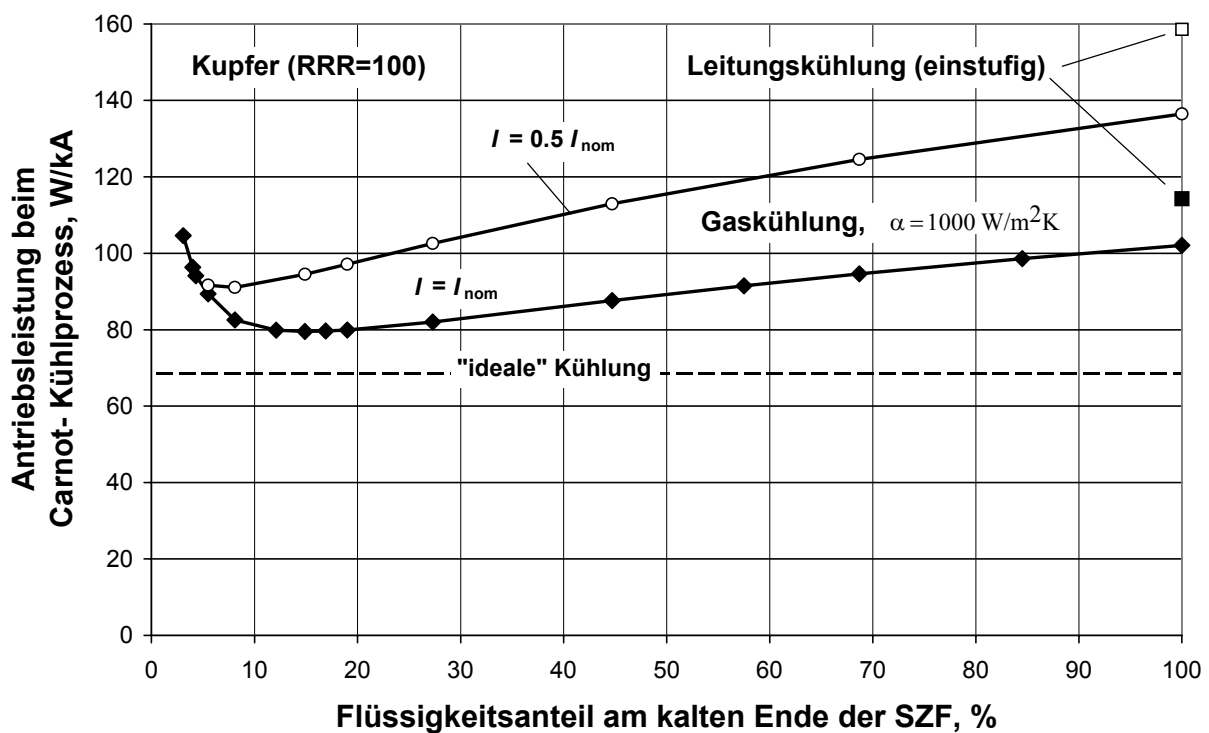


Abbildung 2-19: Leistungsaufnahme verschiedener Kühlmethoden für nominalen und halbierten Strom. Die Länge der SZF ist durch die jeweils optimale Länge bei I_{nom} vorgegeben.

Die Temperaturprofile einiger Kühlmethoden für den nominalen und den halbierten Strom sind in Abbildung 2-20 zu sehen. Aus diesen Darstellungen ist zu erkennen, dass relativ lange Stromzuführungen (für Kühlmethoden mit kleineren Flüssigkeitsanteilen am kalten Ende) besser für den Fall des abnehmenden Stromes geeignet sind. Also auch in dieser Hinsicht ist die Wahl einer forcierten Gaskühlung mit kleineren Stickstoff-Flüssigkeitsmengen am kalten Ende zweckmässig.

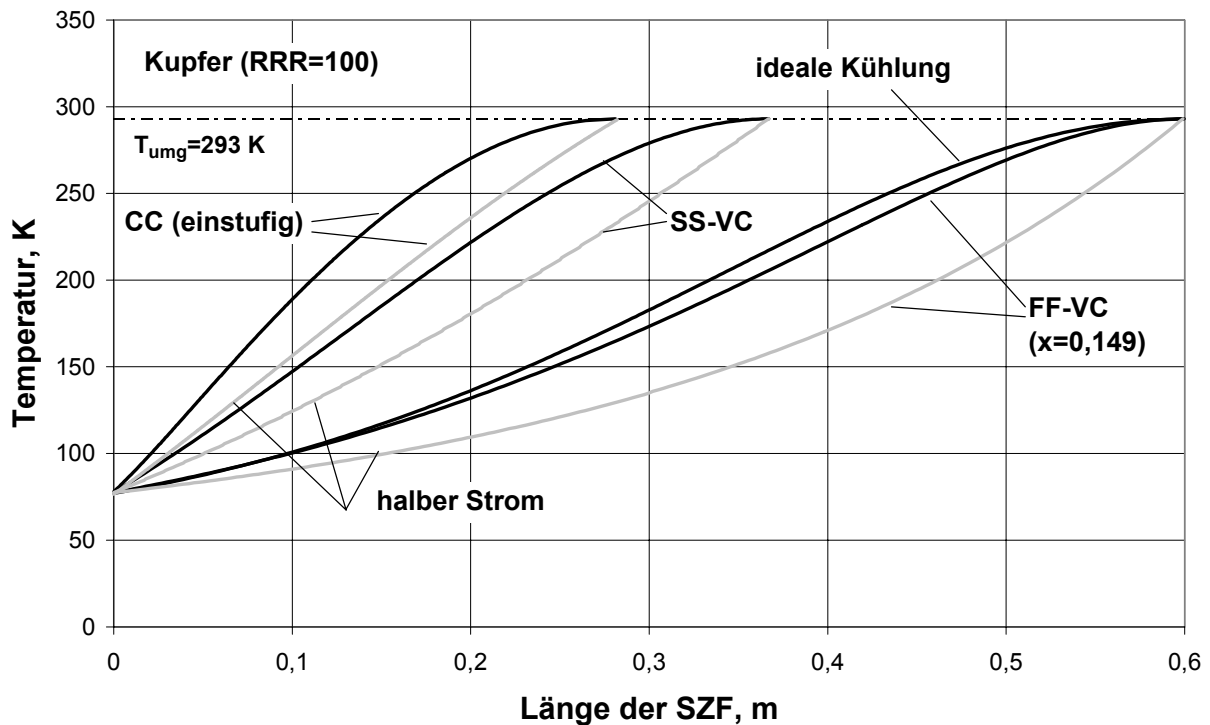


Abbildung 2-20 : Temperaturprofile verschiedener Kühlmethoden über die absolute Länge der SZF für nominalen und halbierten Strom (für $I_{nom} = 1 \text{ kA}$ und $A=1 \text{ cm}^2$)

Werden in Abbildung 2-19 für die unterschiedliche Flüssigkeitsanteile noch jeweils optimale Längen bei Nennlast gewählt, so wird nun im nächsten Schnitt eine einzige Länge für alle Fälle fest gehalten.

Als Ausgangspunkt wurde die forcierte Kühlung mit etwa 15 % Flüssigkeit festgelegt (entspricht dem thermodynamischen Optimum für Nennstrom). Die Länge der SZF entspricht hier der optimalen Länge für nominalen Strom. Der Berechnungsvorgang erfolgte für drei verschiedene Stromlasten: $I = 0,3 \cdot I_{nom}$, $I = 0,5 \cdot I_{nom}$ und $I = 0,7 \cdot I_{nom}$. Die Berechnungsergebnisse für verschiedene Flüssigkeitsanteile sind in Abbildung 2-21 dargestellt. Als Vergleichswerte für den Fall $I = I_{nom}$ und $I = 0,5 \cdot I_{nom}$ sind hier nochmals die Leistungsaufnahmen aus Abbildung 2-19 eingetragen (Gaskühlvarianten mit den jeweils optimierten Längen für nominalen Strom, grau gezeigt).

Aus den in Abbildung 2-21 dargestellten Ergebnissen kann man die folgenden Schlussfolgerungen ziehen:

- Das thermodynamische Optimum für Kühlung der SZF im Falle abnehmender Stromstärke „verschiebt“ sich zur Gaskühlmethode mit größerem Anteil an Flüssigkeit am kalten Ende der SZF. Die minimale Antriebsleistung hängt etwa quadratisch vom Flüssigkeitsanteil ab.
- Das Minimum der Antriebsleistung liegt nicht weit von Antriebsleistung für forcierte Kühlung mit etwa 15 % Flüssigkeit am kalten Ende entfernt.

- Die Linie für konstanten Massenstrom von LN_2 liegt ebenso nahe der „Linie des Optimums“ (Verbindung der Minima von Antriebsleistung). Die Unterschiede zwischen den Antriebsleistungen für Optimum und den Arbeitspunkt mit unverändertem Massenstrom von LN_2 sind gering.

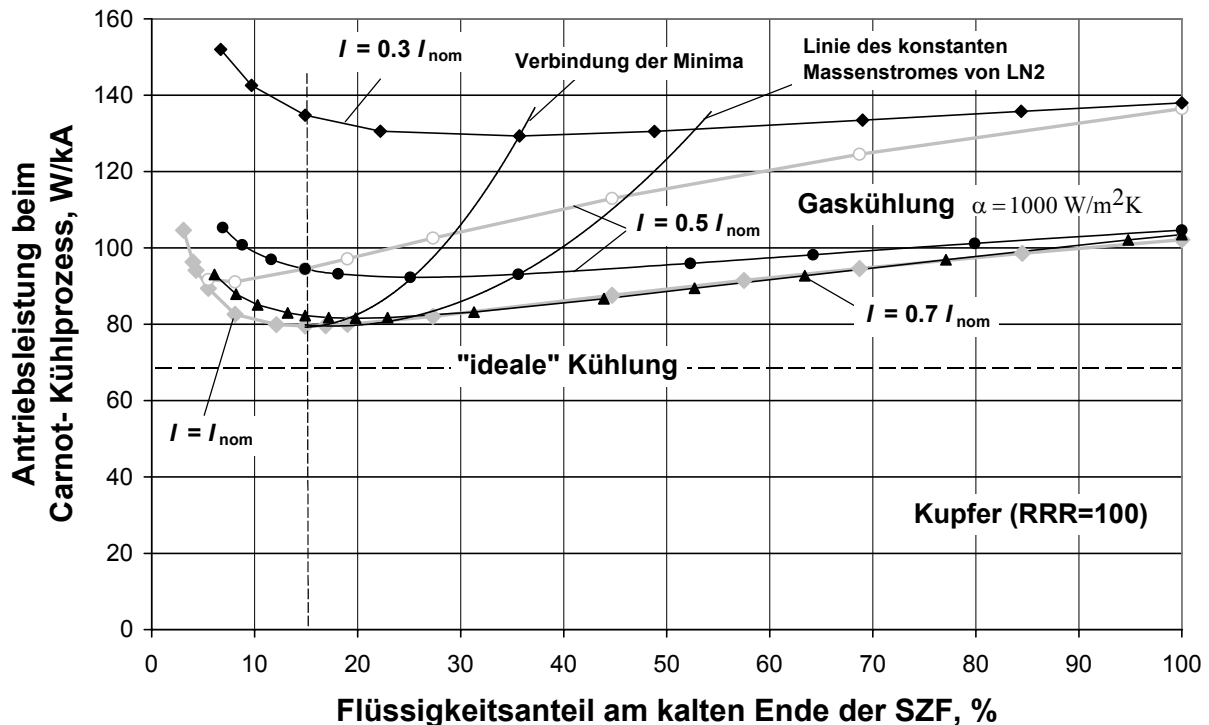


Abbildung 2-21: Leistungsaufnahme verschiedener Kühlmethoden für abnehmenden Strom. Die Länge der SZF ist durch die optimale Länge bei I_{nom} für $x=0,15$ vorgegeben.

Die Abbildung 2-22 zeigt die absoluten Antriebsleistungen einiger Kühlmethoden für den Fall abnehmender Stromstärke. Gegenübergestellt sind hier drei Kühlmethoden (einstufige CC, SS-VC und FF-VC mit Flüssigkeitsanteil $x=0,15$) mit jeweils optimierten Längen für den Nennstrom ($I_{\text{nom}} = 1 \text{ kA}$). Außerdem ist in dieser Abbildung die „optimale“ Kühlmethode mit variablem Flüssigkeitsanteil am kalten Ende und festgelegter Länge (entspricht der FF-VC mit $x=0,15$) eingetragen.

Die relativen Leistungsaufnahmen bei diesen Kühlmethoden im Falle von abnehmendem Strom sind in Abbildung 2-23 dargestellt.

Die Unterschiede im notwendigen Stickstoffmassenstromen zwischen der Methode der forcierten Gaskühlung mit ca. 15% Flüssigkeit am kalten Ende, optimalen, mit variablem Flüssigkeitsanteil und Methode mit konstanter Flüssigkeitsmenge am kalten Ende der SZF sind in Abbildung 2-24 zu ersehen.

Zusammenfassend kann man also feststellen, dass die Wahl von forcierter Kühlung mit kleineren Flüssigkeitsanteilen am kalten Ende der SZF für den Fall abnehmender Stromstärke noch effizienter und somit sinnvoller ist als für den Nennstrom.

Beim Flüssigkeitsanteil sollte man bei Teillast zu etwas größeren Flüssigkeitsanteil übergehen. Es ist jedoch nicht sehr schädlich, wenn man bei konstanten Flüssigkeitsanteil bleibt.

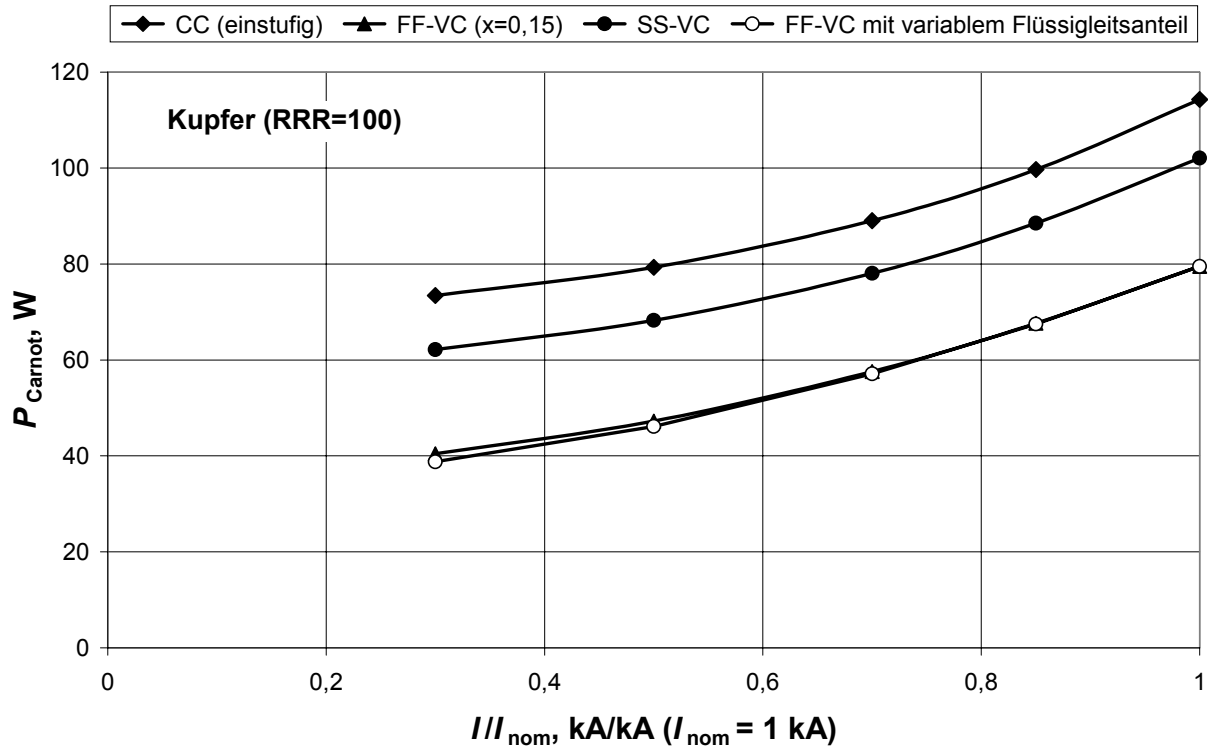


Abbildung 2-22: Leistungsaufnahme für einige Kühlmethoden (CC, SS-VC und FF-VC mit $x = 0,15$) bei variablem Strom ($I_{\text{nom}} = 1 \text{ kA}$). Die Längen der SZF entsprechen dem Fall der nominalen Auslegung. Als Vergleichswert ist hier die Leistungsaufnahme von „optimaler“ Kühlmethode mit variablem Flüssigkeitsanteil eingetragen.

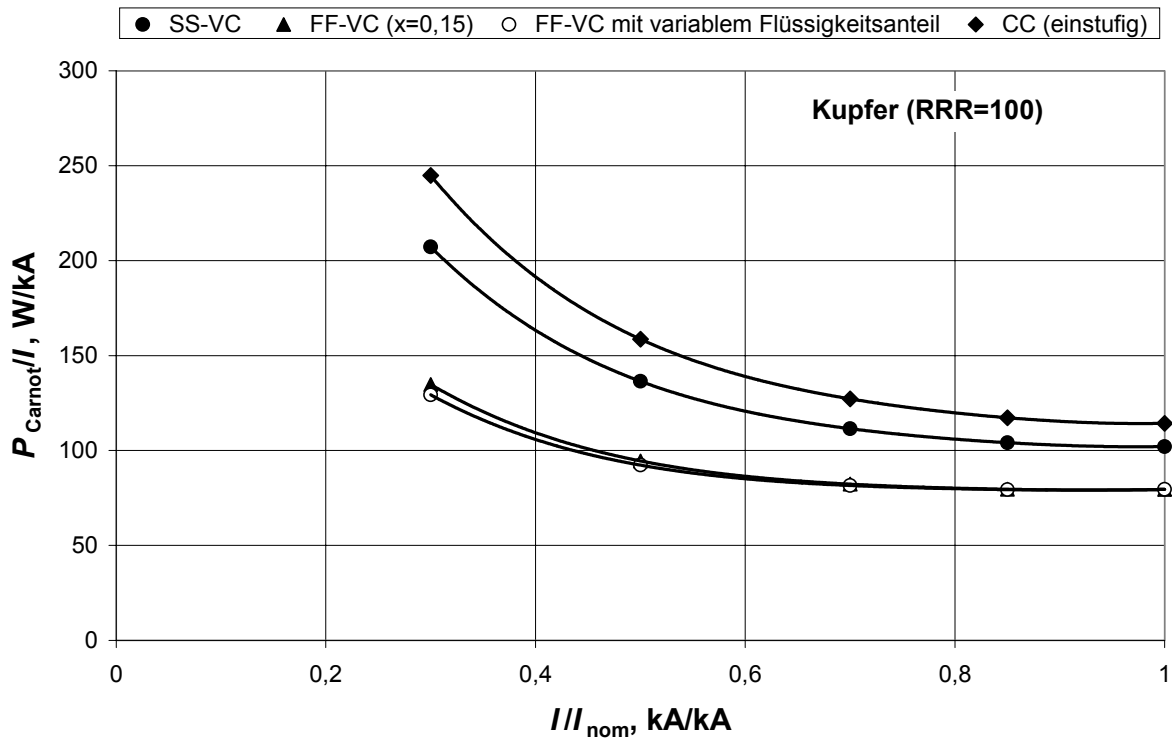


Abbildung 2-23: Relative Leistungsaufnahme (W pro kA) für die in Abbildung 2-22 dargestellten Ergebnisse

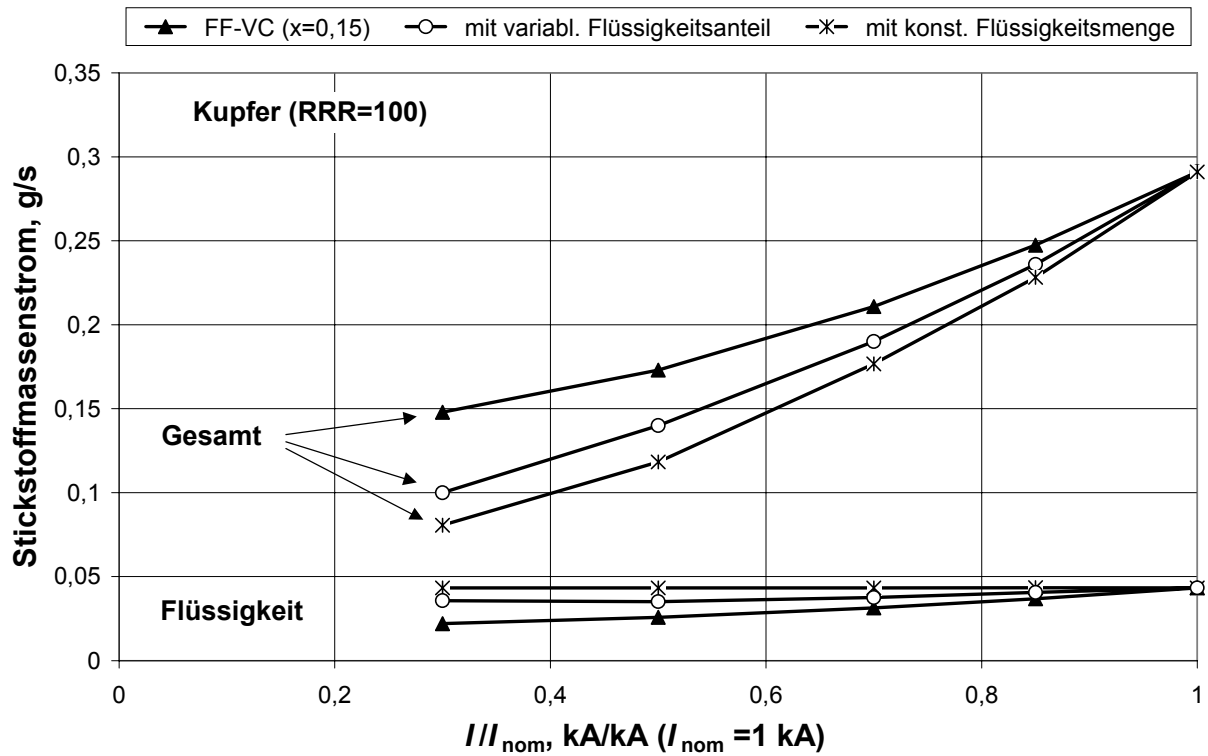


Abbildung 2-24: Notwendige Stickstoffmassenströme zur forcierte Gaskühlung der SZF im Falle von konstantem ($x = 0,15$) und optimal variablem Flüssigkeitsanteil sowie für die Kühlmethode mit konstanter Flüssigkeitsmenge am kalten Ende der SZF bei festgelegter Länge.

2.6 Betrachtung der Berechnungsergebnisse

Gemäß den in Kapitel 2 dargestellten gewonnen Erkenntnissen über metallische Stromzuführungen auf Flüssigstickstoff-Temperaturniveau kann man hier folgendes zusammenfassen:

- Es wurde das Zusammenspiel zwischen der Stromzuführung und dem Stickstoff-Kühlstrom untersucht.
- Optimiert wurde in Bezug auf die minimale Antriebsleistung einer reversiblen Kälteanlage, die zur Bereitstellung des jeweiligen Stickstoff-Kühlstromes eingesetzt wird.
- Als optimale Kombination wird eine relativ lange Stromzuführung mit einem Kühlstrom mit relativ kleinem Flüssigkeitsanteil (ca. 15 %) identifiziert. Diese Kombination ist ebenfalls besonders günstig bei Stromstärken unterhalb der nominalen Stromstärke. Der theoretische Leistungsverbrauch ist in diesem Fall mehr als 30 % bzw. 50 % niedriger als der theoretische Leistungsverbrauch bei Abgaskühlung bzw. Leitungskühlung.
- Für den Teillastbetrieb der Anlage können die Kühlmethoden mit unterschiedlichen Flüssigkeitsanteilen aus einem relativ großen Bereich zwischen der Kühlmethode mit unverändertem Flüssigkeitsanteil und Kühlmethode mit konstanter (entspricht dem Fall der nominalen Auslegung) Flüssigkeitsmenge eingesetzt werden. Der notwendige Leistungsverbrauch ändert sich nicht stark.

Im nächsten Schritt wird nun die reale Kältemaschine mit in die Betrachtung einbezogen. Die bisher gefundene Optima bleiben nur erhalten, wenn die auf den reversiblen Prozess bezogenen Wirkungsgrade („Carnot-Wirkungsgrade“) der Kältemaschine unabhängig von der Temperatur der Kälteerzeugung sind.

Gewählt wird somit eine Kälteanlage, die mit gutem Wirkungsgrad über den gesamten Temperaturbereich zwischen 293 K und 78 K die Kälte erzeugt. Besonders gut geeignet dafür scheint das Gemisch-Kälte-Verfahren zu sein.

3. Kühlsysteme auf Basis der Gemisch-Stickstoff-Kaskade

3.1 Gemisch-Kältemaschine, Grundlagen

Das Gemisch-Kälte-Verfahren stellt einen Joule-Thomson-Prozess (JT-Prozess) dar, in dem die Drosselung zur Kltemittelentspannung mit dem rekuperativen Vorkhlprinzip kombiniert ist (Abbildung 3-1). Die Hauptbauelemente dieses relativ einfachen Kühlsystems sind Kompressor, Nachkühler, Wärmeübertrager, Drosselventil und Verdampfer.

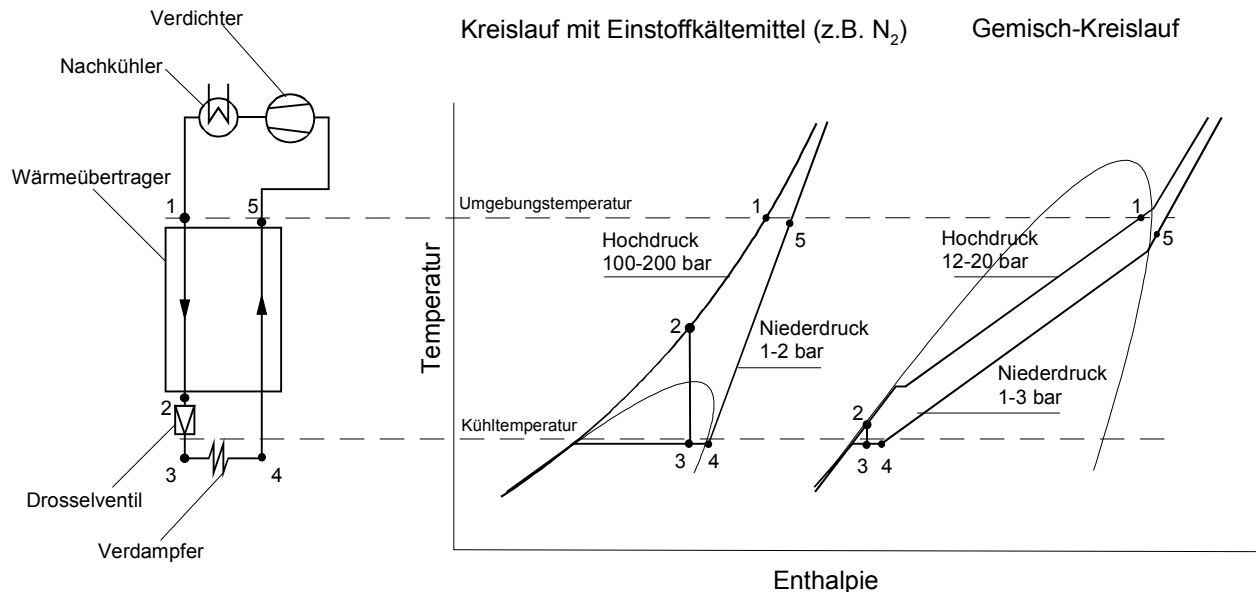


Abbildung 3-1: Joule-Thomson-Verfahren (im T,h -Diagramm vereinfacht dargestellt), [22].

Die Darstellung des Gemisch-Kreislaufs entspricht einem Sonderfall mit Sieden des Gemisches im Dampf-Flüssigkeit-Flüssigkeit-Bereich bei nahezu konstanter Temperatur

Beim J-T-Prozess mit einem Einstoffkltemittel werden in der Regel relativ hohe Betriebsdrücke (bis zu 200 bar auf der Hochdruckseite) eingesetzt, um eine akzeptable Kleleistung zu erreichen. Dadurch wird auch die Wärmekapazität des Hochdruckstromes $c_{p,HD}$ deutlich groer als die Wärmekapazität des Niederstromes $c_{p,ND}$. Als Folge erreicht die Temperaturdifferenz am kalten Ende des Gegenstromes sehr große Werte ($\Delta T = 50 - 80$ K). Die große Temperaturdifferenz bewirkt große Exergieverluste im Wärmeübertrager.

Am groten sind jedoch die Verluste bei der Entspannung im Drosselventil, die mit der hohen Irreversibilität der Zustandsänderung in diesem Prozess verbunden sind ($\Delta p > 100$ bar, $\Delta T = 50 - 80$ K). Aus diesem Grund sind die JT-Verfahren mit reinem Kältemittel nicht sehr effektiv. Der Carnot-Wirkungsgrad (CEF, Carnot efficiency) einer solchen Maschine ist bei einer Kühltemperatur von ca. 80 K in der Regel kleiner als 10 %.

Im Vergleich zu den im JT-Prozess üblich eingesetzten Einstoffkltemittel bringt der Einsatz des Gemisches aus vier, fünf oder mehr Komponenten eine wesentliche Absenkung der Betriebsdrücke und eine Erhöhung des Wirkungsgrades. Die Ursache dafür liegt in der Gwhrleistung der Bedingung $c_{p,ND} \geq c_{p,HD}$ in einem großen Teil des Wärmeübertragers, was im Falle des reinen Stoffes im Prinzip unmöglich ist. Dies wird durch die Einmischung von im Hochdruck kondensierenden bzw. - im Niederdruck siedenden Stoffen zu einer tiefsiedenden

Komponente (z.B. Stickstoff) erreicht. Der Phasenübergang im WÜ kann bereits bei Umgebungstemperatur anfangen und erstreckt sich über einen großen Temperaturbereich.

Die kleineren Betriebsdruckverhältnisse erlauben, dass eine Gemisch-Kältemaschine auf der Basis eines einfachen handelsüblichen (und deswegen kostengünstigen) einstufigen ölgeschmierten Hermetikverdichters gebaut werden kann. Der Hochdruck in diesem Falle ist in der Regel kleiner als 20 bar, der Niederdruck beträgt weniger als 3 bar.

Als Gemischkomponenten für Kryonanwendungen werden dabei Stickstoff ($T_S \approx 77$ K) bzw. Argon ($T_S \approx 87$ K) und Kohlenwasserstoffe (Methan ($T_S \approx 112$ K), Ethylen ($T_S \approx 170$ K), Propan ($T_S \approx 231$ K), n-Butan ($T_S \approx 273$ K) oder FKW angewendet.

Ein Durchbruch in der Anwendung der Gemisch-JT-Technologie für Kleinkühler wurde vor wenigen Jahren geschafft. Einige Kühler dieser Art sind schon kommerziell erhältlich.

Die Firma MMR Technologies Inc. bietet ein Kleinkühler Modell 150 K an, das eine tiefste Temperatur von 108 K erreicht und eine Kälteleistung von 15 W bei 135 K hat [11].

Die Firma IGC-Polycold Systems Inc. bietet ein Produkt unter dem Name „Cryotiger“ mit einer Kälteleistung von 3,5 W bei 77 K („High-Performance Cold End Model“, [12]) an. Eine weitere Produktgruppe dieser Firma sind die Kryopumpen auf Basis der Gemisch-JT-Technologie. Die Kühltemperaturen liegen dabei in der Regel höher als 140 K (Ausnahme - „AquaTrap“ mit einer Arbeitstemperatur von 114 – 125 K).

Es existieren bereits auch Anmeldungen zu Gemisch-Kältemaschinen mit unbrennbaren, FCKW - freien Komponenten. Als umfassendes ist hier ein Patent von IGC-Polycold [13] zu erwähnen. Dementsprechend erwartet man in einer absehbaren Zeit eine Umstellung der ganzen Produktreihe dieser Firma auf diese neu entwickelten Gemische [14].

Im Grunde genommen kann eine Gemisch-Kältemaschine für drei unterschiedliche Kühlvorgänge eingesetzt werden:

- Kühlung auf einem bestimmten Temperaturniveau T_0 (entspricht einer isothermen Kühllast)
- Kälteerzeugung im Falle einer nicht isothermen Last, z.B. beim Abkühlen eines Gasstromes
- „gemischte“ Kühlung (stellt einen allgemeinen Fall mit Kombination aus der nicht isothermen Kühlung sowie der Kühlung auf einem konstanten Temperaturniveau dar). Diese kann z.B. dem Abkühlen und Verflüssigen (teilweise oder vollständig) eines Gasstromes entsprechen.

Die Untersuchung der Eigenschaften und die Optimierung verschiedener Kältemittelgemische bzw. die Optimierung der Gemisch-Kälte-Verfahren wurde in den vergangenen Jahren an verschiedenen Stellen durchgeführt ([15], [16] [17], [18], [19], [20], [21]).

Ein großer Beitrag zur Weiterentwicklung einer Gemisch-Kältemaschine auf Basis ölgeschmierter Kompressoren, sowie ein erweiterter Überblick über die historische Entwicklung dieses Verfahrens wurde von Alexeev vorgelegt [22].

In dem folgenden Kapitel wird der Optimierungsprozess eines Gemisch-Kreislaufs (vor allem hinsichtlich der Optimierung von Gemisch-Zusammensetzung) beschrieben.

3.2 Optimierung des Kreislaufs einer Gemisch-Kältemaschine

Ziel der Optimierung eines Gemisch-Kreislaufs ist die Ermittlung der optimalen Gemischzusammensetzung und der optimalen Betriebsparameter wie Hoch- und Niederdruckniveau für die gewünschte Arbeitstemperatur bzw. vorgegebene Art der Kühllast und sonstige Ausgangsparameter. Diese Aufgabe stellt sich immer wieder neu, wenn ein neuer Kompressor mit einer bestimmten Druckverhältnis-Wirkungsgrad-Charakteristik auf den Markt kommt oder andere Parameter wie z.B. die Umgebungstemperatur sich ändern. Beschrieben wird hier daher das allgemeine Prinzip zur Optimierung des Prozesses bei festgelegten Ausgangsparametern.

Eine der Besonderheiten der Gemisch-Kältemaschine besteht darin, dass die spezifische Kälteleistung des JT-Prozesses durch die minimale Enthalpiedifferenz zwischen Hoch- und Niederdruckstrom in jedem beliebigen Querschnitt im WÜ bestimmt wird.

Diese Enthalpiedifferenz wird entsprechend der Temperaturverteilung im Wärmeübertrager vorgegeben. Die Temperaturverteilung im WÜ hängt davon ab, an welcher Stelle des WÜ die Temperaturdifferenz ihren minimalen Wert erreicht. Diese engsten Stellen bezeichnet man als Pinchpunkte. Demgemäß stimmt folgendes:

$$q_0^{MAX} = \Delta h_{ND-HD}^{Pinchpunkt} \quad (3-1)$$

Die Exergieverluste werden durch die insgesamt zu übertragende Wärmemenge sowie durch die Temperaturdifferenzen zwischen den Pinchpunkten im Wärmeübertrager bestimmt. Um die Verluste wegen Temperaturdifferenzen zu minimieren, bemüht man sich (durch die Auswahl der Gemischkomponenten bzw. deren Anteile am Gemisch) um eine möglichst gleichmäßige Verteilung der internen Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager. Die entspricht dem Angleichen der Enthalpiedifferenz zwischen Hoch- und Niederdruckstrom $q_0(T) = h_{ND}(T) - h_{HD}(T + \Delta T_{MIN})$ und Kühllast an dem Kühlobjekt $q_{last}(T)$. So hat die Funktion $q_{last}(T)$ einen konstanten Betrag bei isothermer Kühlung im Bereich von T_0 bis T_{umg} , die Hochdruck- und Niederdruckisobaren sollen in diesem Fall so „parallel“ wie möglich zu einander verlaufen.

Bei optimalen Gemischen sind drei (oder mehr) Pinchpunkten an drei kritischen Stellen des rekuperativen WÜ gleichzeitig zu erwarten: am warmen und kalten Ende sowie in der Mitte des WÜ [22]. Abbildung 3-2 zeigt einen optimierten Gemisch-Kreislauf zur Kühlung auf einem Temperaturniveau. In Abbildung 3-3 ist das T,q-Diagramm des Wärmeübertragers für diesen Kreislauf dargestellt. Die Verteilung der Temperaturdifferenz im WÜ ist in Abbildung 3-4 zu sehen (abgeleitet aus der Abbildung 3-3).

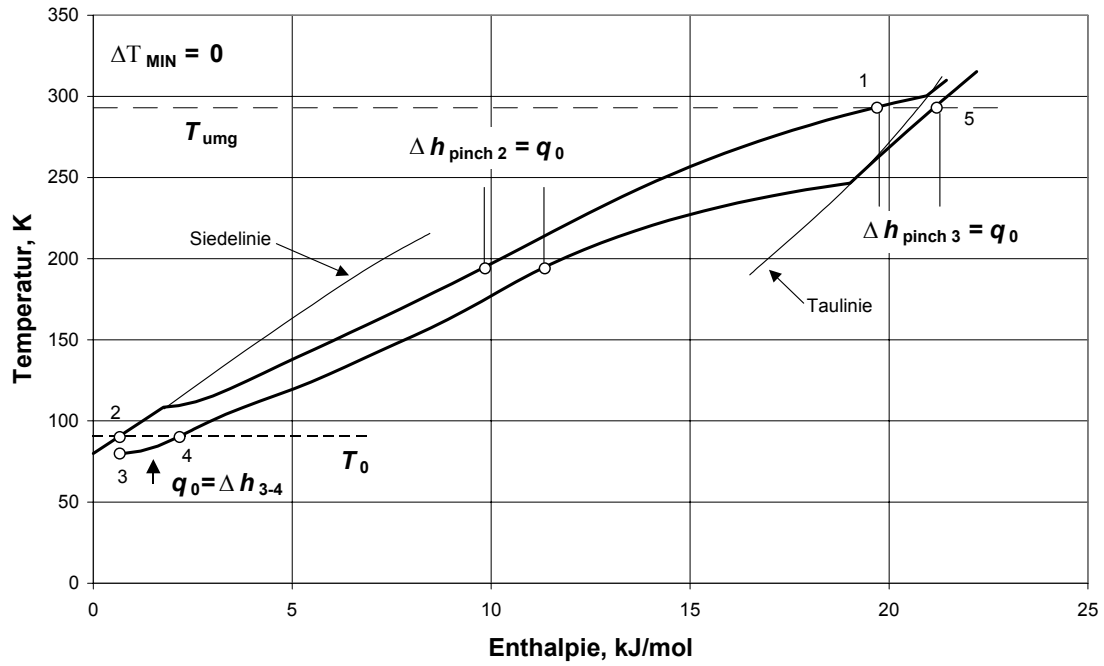


Abbildung 3-2: Verlauf der Isobaren ($P_{HD} = 18 \text{ bar}$, $P_{ND} = 2 \text{ bar}$) eines Gemisch-Kreislaufs in einem T,h -Diagramm; $T_{umg} = 293 \text{ K}$, $T_0 = 90 \text{ K}$, $\Delta T_{MIN} = 0 \text{ K}$;
Zusammensetzung (mol %): N_2 (38,8), CH_4 (25), C_2H_4 (11,6), C_3H_8 (9,5), C_4H_{10} (15,2)

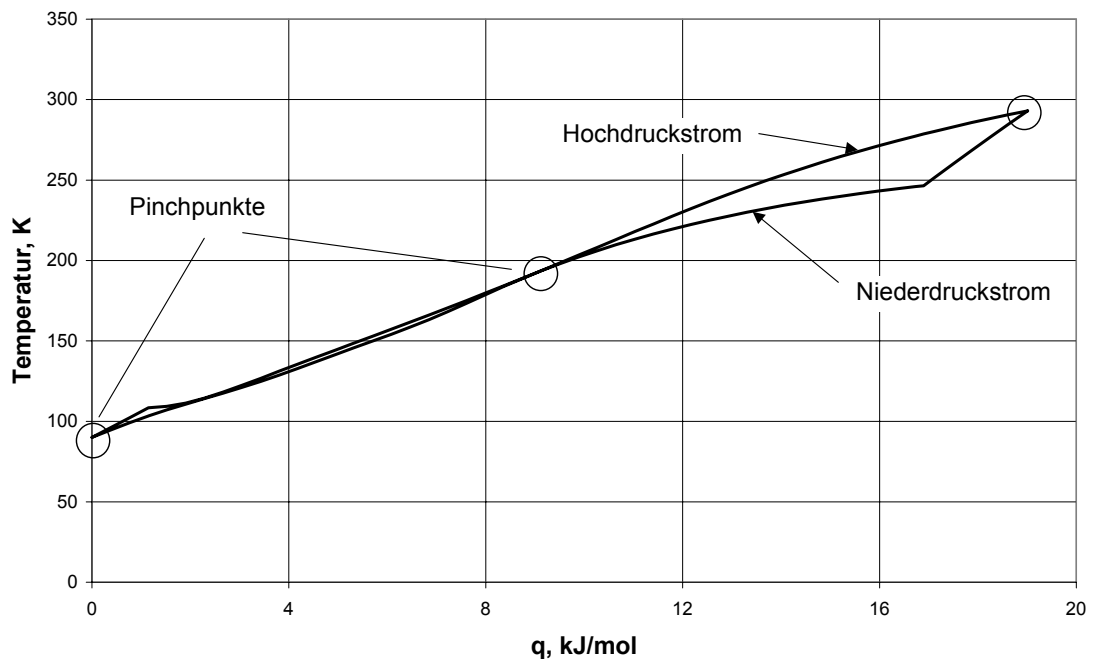


Abbildung 3-3: T,q -Diagramm des Wärmeübertragers

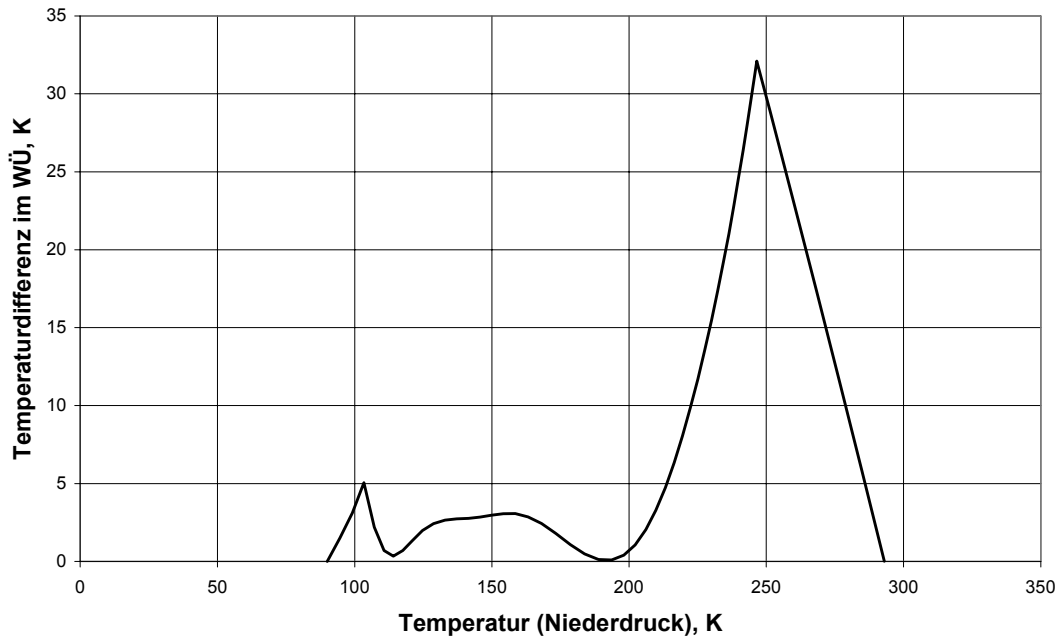


Abbildung 3-4: Aus Abbildung 3-3 abgeleitetes $\Delta T, T$ -Diagramm

Bei einer nicht isothermen bzw. „gemischten“ Kühllast ist der Optimierungsprozess im Prinzip derselbe. Die Kühllast ist nun von der Temperatur abhängig. Abbildung 3-5 zeigt eine solche „gemischte“ Kühllast schematisch, hier am Beispiel eines abzukühlenden und (ganz oder teilweise) zu verflüssigten Gasstromes. Das Gas (beispielsweise Stickstoff) wird in einem 3-Kanal-Wärmeübertrager nahe zum Sättigungszustand abgekühlt und anschließend im Verdampfer der Gemisch-Kältemaschine verflüssigt.

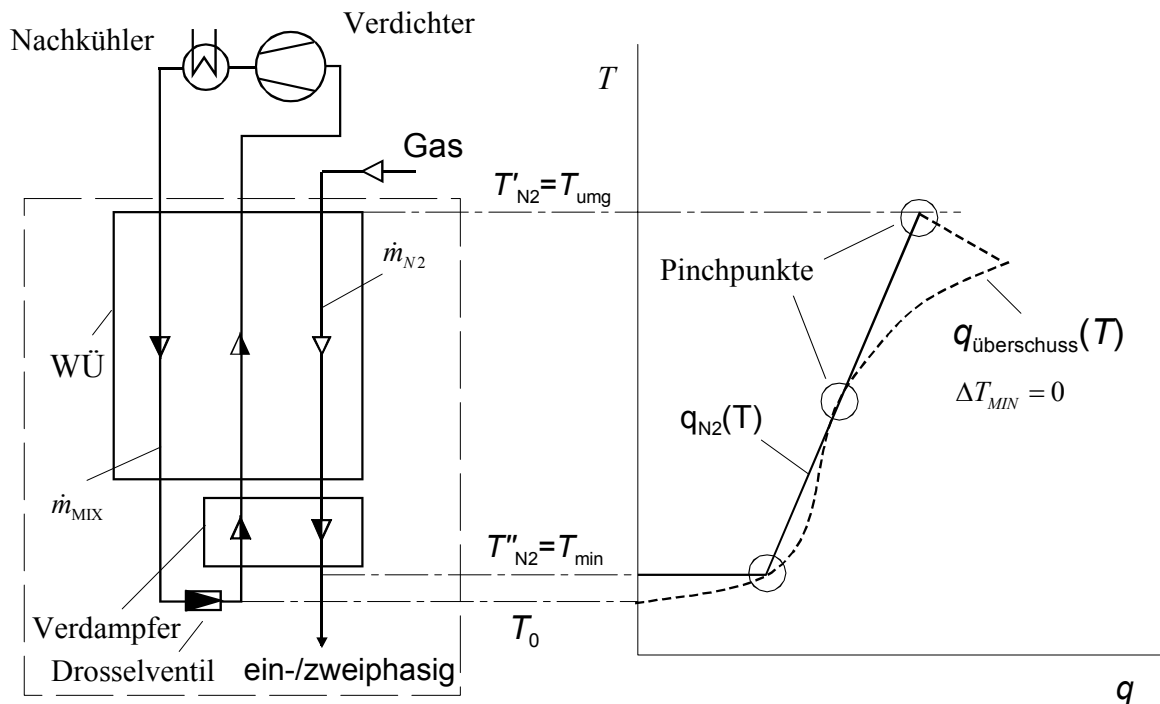


Abbildung 3-5: Gasverflüssigung mit einer Gemisch-Kältemaschine

Eine weitgehend heuristische Methode zur Optimierung der Gemischzusammensetzung für verschiedene Kühllastarten wird von M. Bojarski und G. Potapov in [15] und [16] beschrieben. Die Methode stellt ein iteratives Verfahren dar, bei dem die Verteilung von sogenanntem Kälteüberschuss $q_{\text{überschuss}}(T) = h_{\text{ND}}(T) - h_{\text{HD}}(T)$ (Überschuss bzgl. Enthalpie des Niederdruckstromes verglichen mit dem Hochdruckstrom) des Gemisch-Kältemittels analysiert wird. Das Ziel ist das Annähern dieser Funktion an die Kühllast mit der schrittweisen Korrektur der Zusammensetzung.

Der Kälteüberschuss $q_{\text{überschuss}}(T)$ kann als Funktion der temperaturverteilten spezifischen Kälteleistung $q_0(T)$ der Gemisch-Kältemaschine nur in dem Temperaturbereich realisiert werden, in dem die Erfüllung der Bedingungen $q_{\text{überschuss}}(T) > 0$ gewährleistet ist. Außerdem führt die konstruktive Forderung, dass die kleinste Temperaturdifferenz im WÜ mindestens etwa 2–3 K betragen sollte, zu einer Verringerung der Kälteleistung.

Die Effektivität der Gemisch-Kältemaschine wird entsprechend der Kühllast mit dem Carnot-Wirkungsgrad (CEF, Carnot efficiency) beschrieben. Im Falle einer Kühlung auf einem Temperaturniveau T_0 kann dies mit der Gleichung (3-2) berechnet werden:

$$CEF_{\text{MIX}} = \frac{Q_0}{P_{\text{MIX}}} \cdot \left(\frac{T_{\text{umg}}}{T_0} - 1 \right) \quad (3-2)$$

Die Kühlenergie für die von der Temperatur abhängigen bzw. „gemischten“ Kühllast kann man mit der Gleichung (3-3) berechnen. Für den Carnot-Wirkungsgrad gilt in diesem Fall (3-4):

$$E_Q = \int_{Q_0}^{Q_{\text{umg}}} \left(\frac{T_{\text{umg}}}{T} - 1 \right) \cdot dQ(T) = E_{\text{umg}} - E_0 \quad (3-3)$$

$$CEF_{\text{MIX}} = \frac{E_Q}{P_{\text{MIX}}} \quad (3-4)$$

Die E_{umg} und E_0 sind die Exergiewerte des abzukühlenden Stromes vor dem Eintritt in den 3-Kanal-Wärmeübertrager und am Ausgang aus dem Verdampfer. Die Kühllast selbst ist in den Gleichungen mit Q bezeichnet. P_{MIX} steht für die Leistungsaufnahme der Gemisch-Kältemaschine.

Ein Charakteristikum der Gemisch-Kältemaschine ist, dass effizient erreichbare tiefste Arbeitstemperaturen im Bereich von 90 - 110 K liegen. Zum Betrieb von HTSL-Elementen ist dies noch nicht ausreichend.

Ein in der Kältetechnik bewährtes Vorgehen in solchen Fällen ist der Übergang zu einem Kaskadenverfahren. Im folgenden Kapitel wird beschrieben, wie solche Kaskadenschaltungen zweckmäßig gestaltet sein können und welche Gesamteffektivitäten erreichbar sind.

3.3 Gemisch-Stickstoff-Kaskade

Die Grundidee bei einer Kaskadenkältemaschine für die Kälteversorgung eines Strombegrenzers ist es, den Gemischkreislauf mit seinen bekannten Vorzügen im Wesentlichen unverändert beizubehalten, und um einen weiteren Kreislauf zu ergänzen (Abbildung 3-6). Als Kältemittel für diesen zweiten Kreislauf wird zweckmäßigerweise Stickstoff verwendet. Die Nutzung der Gemisch-Kälteanlage dient in diesem Fall zum Vorkühlen und Verflüssigen des Hochdruckstickstoffs bei etwa 110 K.

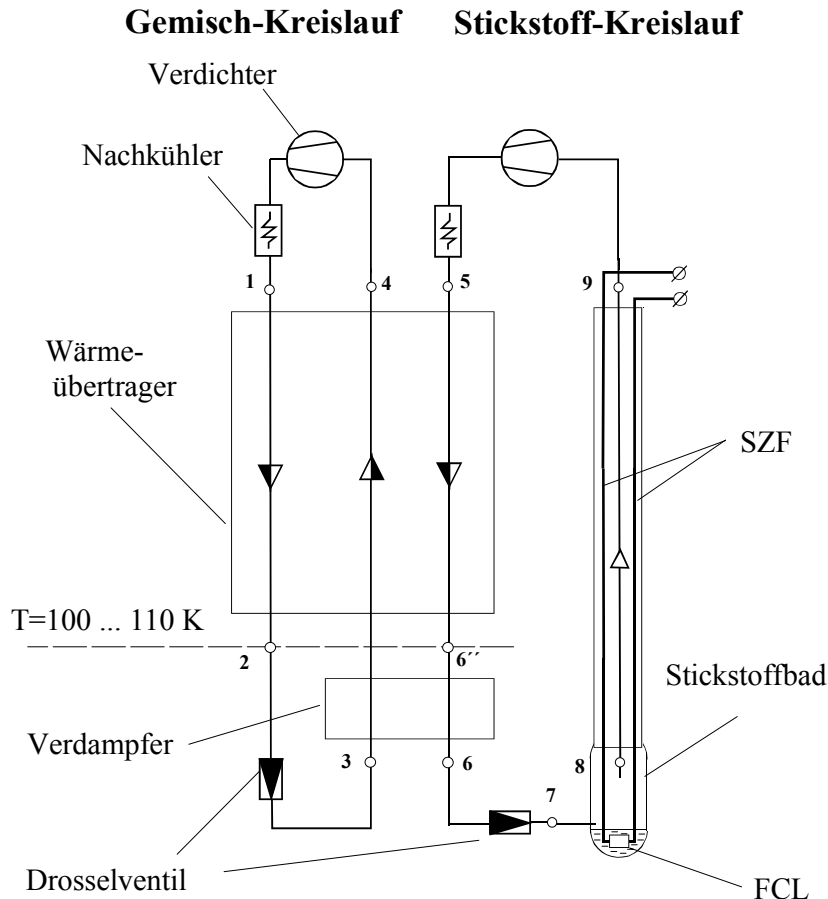


Abbildung 3-6: Gemisch-Stickstoff-Kaskade

Der Hauptvorteil der Kaskade besteht in der Anwendung kostengünstiger ölgeschmierter Hermetikverdichter für beide Kreisläufe und in einer relativ einfachen Skalierung der Anlage für verschiedene Kälteleistungen.

Außerdem führt die Abwesenheit von mechanisch bewegten Teilen im Kaltteil zu hoher Zuverlässigkeit des gesamten Kühlsystems.

3.4 Verschiedene Ausführungsvarianten einer Gemisch–Stickstoff–Kaskade

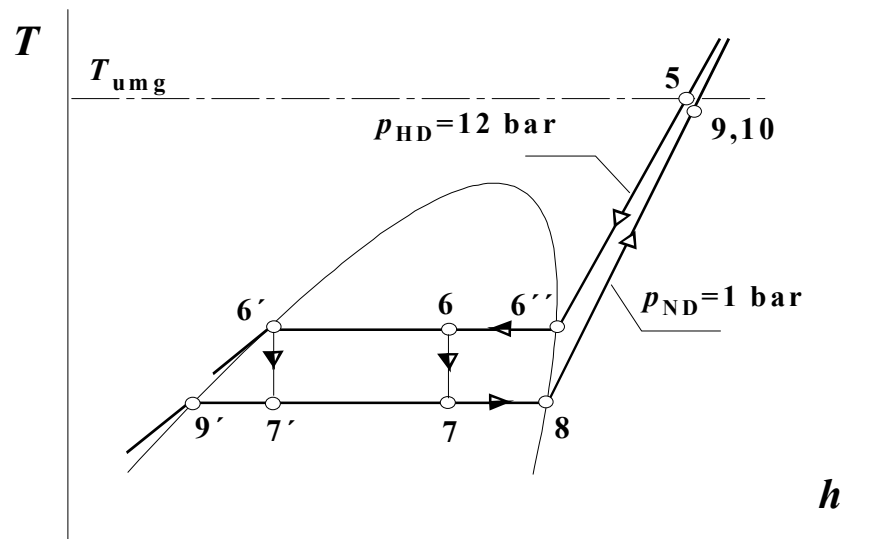
3.4.1 Kaskade mit einem 3-Kanal-Wärmeübertrager

Diese Konfiguration wurde bereits in Abbildung 3-6 dargestellt.

Die Abkühlung des Hochdruck-Stickstoffstroms bis zum Sättigungszustand erfolgt in einem 3-Kanal-Wärmetauscher mit Hilfe des Gemischkreislaufs. Am Ausgang des Gemisch-Verdampfers befindet sich bereits ein Teil des Stickstoffstroms in flüssiger Phase (Pkt. 6). Im Stickstoff-Drosselventil wird der Stickstoff anschließend isenthalp auf das Niederdruckniveau entspannt (Pkt. 7).

HTSL-Kurzschlussstrombegrenzer (FCL) und Stromzuführungen befinden sich in einer separaten Einheit. Der Stickstoff (tiefkalt, zweiphasig) wird am kalten Ende eingespeist, auch das kalte Stickstoffgas wird zur Kühlung der Stromzuführungen verwendet. Bis auf Umgebungstemperatur aufgewärmt (Pkt. 9), wird es anschließend vollständig wieder auf der

Niederdruckseite des Kompressors eingespeist. In Abbildung 3-7 sind die Vorgänge im Stickstoffkreislauf schematisch im T,h -Diagramm dargestellt (Punkte 5 bis 9).



*Abbildung 3-7: T,h -Diagramm für Stickstoffkreisläufe,
Bezeichnungen wie in Abb. 3-6 und Abb. 3-8*

Dieses Kühlsystem ist zum Realisieren verschiedener forcierter Gaskühlmethoden der SZF mit unterschiedlichen Flüssigkeitsanteilen geeignet. Diese Kühlmethode wurden in Kapitel 2 bereits eingehend besprochen.

Im Extremfall würde der Stickstoff bei Hochdruck vollständig verflüssigt (Punkt 6'). Auch eine Unterkühlung des Kondensates wäre denkbar, wurde jedoch hier nicht betrachtet, da der Gemisch-Kälte-Prozess bei tieferen Temperaturen rasch an Wirkungsgrad verliert.

3.4.2 Kaskade mit einem 4-Kanal-Wärmeübertrager

Ein Verfahren zur Erzeugung eines Stickstoffstromes mit sehr hohem Flüssigkeitsanteil benötigt einen 4-Kanal-Wärmeübertrager (Abbildung 3-8). Dies Verfahren könnte vorteilhaft sein, wenn man eine Abgaskühlung der Stromzuführungen anstrebt (self-sufficient vapour cooling, SS-VC).

Im Unterschied zu Abb. 3-6 wird hier mit einem 4-Kanal-Wärmeübertrager (WÜ I) gearbeitet. Zusätzlich sind am Ausgang der Stickstoffdrossel ein Phasentrenner und ein weiterer Wärmeübertrager (WÜ II) eingefügt.

Der am Phasentrenner abgeschiedene Gasanteil wird von Pkt. 8 bis Pkt. 10 wieder auf Umgebungstemperatur gebracht und direkt auf der Niederdruckseite des Stickstoff-Kreislaufkompressors eingespeist. Die Kondensation des Hochdruck-Stickstoffs erfolgt im Gemisch-Verdampfer sowie in WÜ II, wo die Enthalpie des abgeschiedenen Gases bis ca. Hochdruck-Kondensationstemperatur genutzt wird.

Der Flüssiganteil wird über Pkt. 9' in den FCL-Kryostaten eingespeist und dient zur Aufrechterhaltung des dortigen LN₂-Niveaus.

Nur das im FCL-Kryostaten durch Wärmelast abdampfende Stickstoff-Kaltgas wird zur Kühlung der Stromzuführungen verwendet und anschließend ebenfalls auf der Niederdruckseite des Stickstoff-Zirkulationskompressors eingespeist.

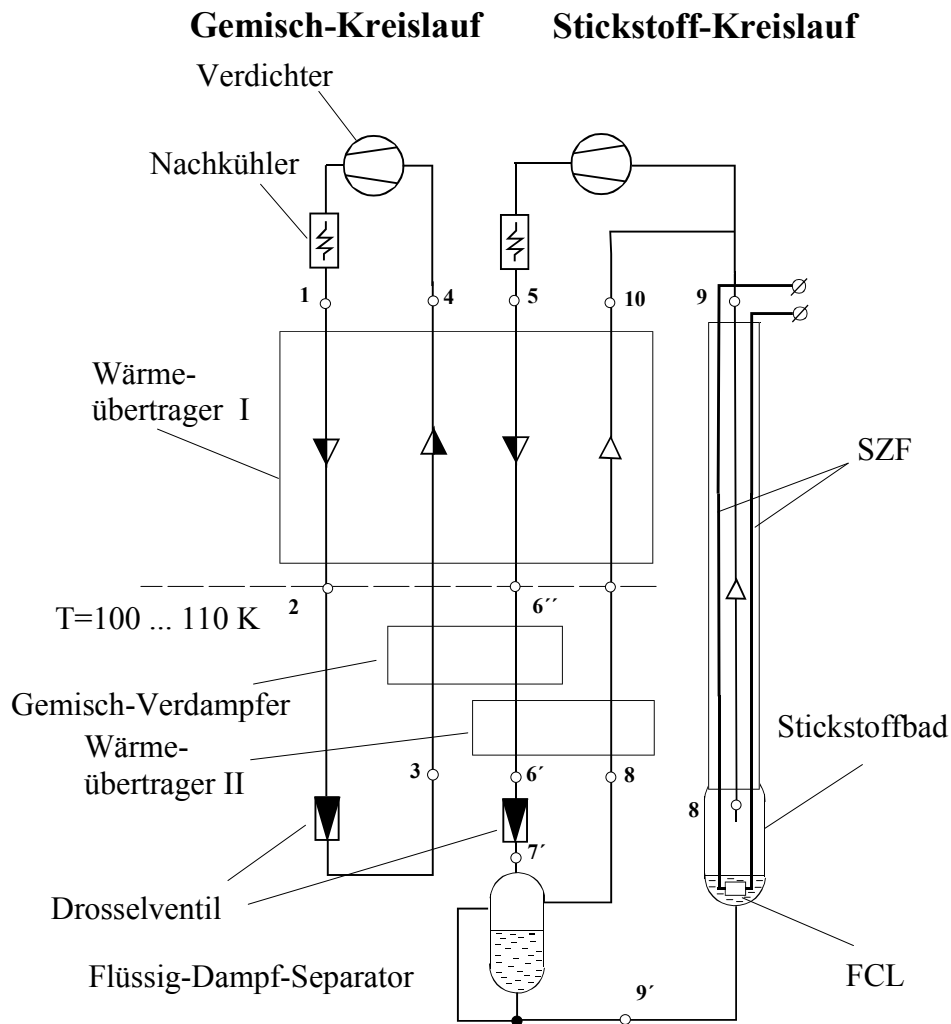


Abbildung 3-8: Kaskade mit einem 4-Kanal-WÜ

In Abbildung 3-7 sind die Vorgänge im Stickstoffkreislauf schematisch nochmals im T,h-Diagramm dargestellt (Punkte 5, 6', 7', 8, 9, 9' und 10).

3.5 Simulation der Gemisch–Stickstoff–Kaskade

Die Berechnungen der Kaskade für alle vorher beschriebenen Gaskühlvarianten der SZF, wurden mit Hilfe eines Kreislauf-Simulationsprogramms [23] durchgeführt.

3.5.1 Annahmen und Kreislaufparameter

Berechnet wurden die teilweise idealisierten Gemisch- bzw. Stickstoffkreisläufe.

Für die Berechnung dieser Kreisläufe wurde folgendes angenommen:

- isentrope Verdichtung
- Druckverluste im System werden vernachlässigt
- die Gemischzusammensetzung im Kreislauf ändert sich nicht (kein Phasenschlupf- bzw. Flüssigkeitsansammlung im WÜ)
- minimale Temperaturdifferenz an den Pinchpunkten im WÜ $\Delta T_{\text{MIN}} = 0 \text{ K}$

- der Wärmeeinfall durch unvollkommene thermische Isolation des Kryostaten wird vernachlässigt
- Wärmeübergangskoeffizient (zwischen den zylindrischen elektrischen Stromleitungen und dem Kühlmittel) $\alpha = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$

Folgende Kreislaufparameter wurden gewählt:

- Umgebungstemperatur: $T_{\text{umg}} = 293 \text{ K}$
- Hochdruck, Gemisch-Kreislauf: $p_{\text{HD}} = 18 \text{ bar}$
- Hochdruck, Stickstoff-Kreislauf: $p_{\text{HD}} = 12 \text{ bar}$
- Niederdruck, Gemisch-Kreislauf: $p_{\text{ND}} = 2 \text{ bar}$
- Niederdruck, Stickstoff-Kreislauf: $p_{\text{ND}} = 1 \text{ bar}$
- Gemischbestandteile: n-Butan, Propan, Ethylen, Methan, Stickstoff

3.5.2 Berechnungsvorgehen

Für jeden Kühlfall (Kühlmethode mit bestimmtem Anteil von Flüssigkeit am kalten Ende der SZF) ist der optimale Massenstrom des Stickstoffs \dot{m}_{N_2} vorgegeben. Demzufolge muss die Optimierung des Kühlsystems hinsichtlich der Minimierung von Antriebsleistung des Gemisch-Kreislaufs geführt werden. Dies wird durch die Optimierung der Gemisch-Zusammensetzung (Erreichen einer möglichst gleichmäßigen Temperaturverteilung im WÜ) für die jeweilige Kühlmethode ermöglicht. Die optimalen Gemischparameter (Molanteile von Komponenten sowie der notwendige Massenstrom im Gemisch-Kreislauf) wurden via Simulation ermittelt.

3.5.3 Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Abbildung 3-9 dargestellt.

Die stark gezeichnete obere Linie zwischen $x = 0,05$ und $x = 0,68$ zeigt den erforderlichen Gesamtenergieverbrauch zum Realisieren der forcierten Kühlung bei der Variante ohne Phasen-Separator (entsprechend Abb. 3-6). Diese Linie ergibt sich als Summe der ebenfalls gezeigten Leistungsaufnahme des Gemisch- bzw. Stickstoffkreislaufs. Jeder Berechnungspunkt hat eine eigene optimale Gemischzusammensetzung und ein optimales Verhältnis von Gemisch- zu Stickstoffmassenstrom.

Zum Vergleich ist hier noch die Leistungsaufnahme für Carnot-Kühlprozesse eingetragen mit einem ausgeprägten Minimum bei $x = 0,149$.

Das erste wichtige Ergebnis ist das Verschwinden des Optimums bei $x = 0,15$. Die Leistungsaufnahme der Kaskade ändert sich nur geringfügig über einen großen Bereich verschiedener Methoden der forcieren Gaskühlung. Dabei ist festzustellen, dass die Leistungsaufnahme des Gemisch-Kreislaufs in etwa der „Carnot“-Kurve folgt und ein Minimum bei $x = 0,15$ aufweist. Ganz anderes verhält sich der Leistungsbedarf des Stickstoff-Kreislaufs. Dieser steigt bei kleineren Flüssigkeitsanteilen stark an. Offensichtlich hat der Stickstoff-Kreislauf in diesem Bereich große Irreversibilitäten. Dies wird in Kapitel 3.7 noch genauer beschrieben und untersucht.

Der Gesamtenergieverbrauch beim Einsatz eines Phasen-Separators (Abb. 3-8) wird in Abbildung 3-9 für $x > 0,68$ bis $x = 1,0$ gezeigt. Mit der vollständigen Verflüssigung des

Hochdruckstickstoffs ist nach der Drosselung ein zweiphasiger Strom mit ca. 68 % Flüssigkeit vorhanden. Mit der nachfolgenden Phasentrennung im Separator können auch die Gaskühlmethoden mit Flüssigkeitsanteilen zwischen 68% und 100 % realisiert werden. Die Gesamtleistungsaufnahme nimmt aber in diesem Fall eher zu.

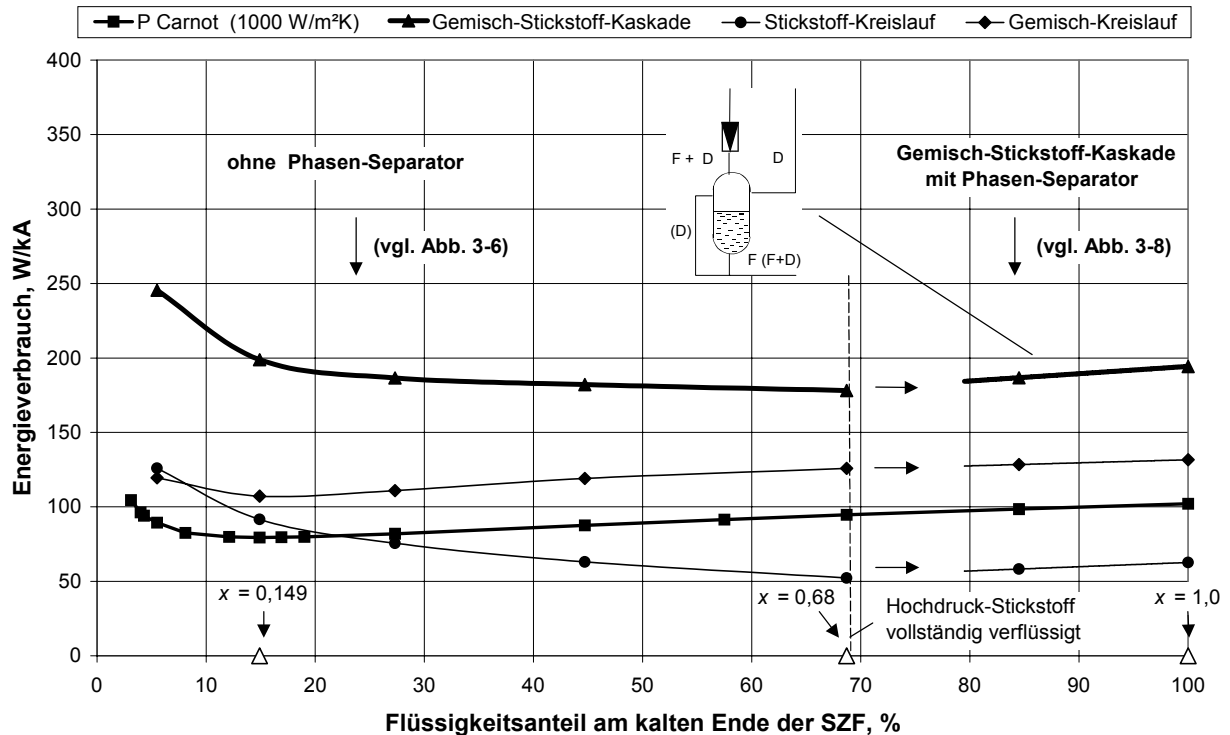


Abbildung 3-9: Simulationsergebnisse, Gemisch-Stickstoff-Kaskade

In Tabelle 3-1 ist den optimalen Stickstoff-Verbrauch drei verschiedener Kühlmethode dargestellt: SS-VC (mit 4-Kanal-WÜ, 100% Trennung im Phasen-Separator) und zwei FF-VC-Varianten (14,9 % und 68 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF, Konfiguration mit 3-Kanal-WÜ). Die Simulationsergebnisse für diese Kühlmethode zeigt die Tabelle 3-2.

Tabelle 3-1: Stickstoff-Massenstrom bei gegebener Kühlmethode, optimale Einstellung

Kühlmethode	FF-VC (x=0,149)	FF-VC (x=0,68)	SS-VC (x=1,0)
Flüssig (SZF): $\dot{m}_{\text{LN}_2} / I$, (g/sec)/kA	0,047	0,11	0,137
Dampf (SZF): $\dot{m}_{\text{GN}_2} / I$, (g/sec)/kA	0,244	0,056	0
Gesamt (SZF): \dot{m}_{N_2} / I , (g/sec)/kA	0,291	0,166	0,137
Gesamt (Kreislauf): \dot{m}_{N_2} / I , (g/sec)/kA	0,291	0,166	0,199

Tabelle 3-2: Merkmale einiger berechneter Kreisläufe (Ergebnisse der Simulation)

Kühlmethode	FF-VC ($x = 0.149$)	FF-VC ($x = 0.68$)	SS-VC ($x = 1.0$)
Gasgemischzusammensetzung, mol/mol	n-C ₄ H ₁₀ (0,203)	n-C ₄ H ₁₀ (0,177)	n-C ₄ H ₁₀ (0,168)
	C ₃ H ₈ (0,174)	C ₃ H ₈ (0,150)	C ₃ H ₈ (0,151)
	C ₂ H ₄ (0,184)	C ₂ H ₄ (0,149)	C ₂ H ₄ (0,139)
	CH ₄ (0,270)	CH ₄ (0,278)	CH ₄ (0,283)
	N ₂ (0,169)	N ₂ (0,246)	N ₂ (0,259)
\dot{m}_{N_2} / I (gesamter Kreislauf), g/(s·kA)	0,291	0,166	0,199
\bar{g}_{mix} , mol/mol (MIX-zu-N ₂ -Molenstromverhältnis)	1,681	3,4	2,96
Gemischmolarmasse, (g/mol)	33,73	32,46	32,11
\bar{g}_{mix} , g/g (MIX-zu-N ₂ -Massenstromverhältnis)	2,025	3,94	3,39
\dot{m}_{MIX} / I , g/(s·kA)	0,589	0,654	0,675
spezif. Verdichterarbeit (N ₂ , 1 – 12 bar), J/g	315	315	315
spezif. Verdichterarbeit (Gemisch, 2 – 18 bar), J/g	182,00	192,39	194,98
P_{N_2} / I , Energieverbrauch, W/kA	91,7	52,3	62,7
P_{MIX} / I , Energieverbrauch, W/kA	107,24	125,82	131,61
P_{SUM} / I, Gesamtenergieverbrauch, W/kA	198,94	178,12	194,31
CEF_{MIX} , %	56,6	51,4	49,3

Aus Abbildung 3-9 bzw. Tabelle 3-2 ist zu erkennen, dass die Realisation der Gaskühlvariante mit vollständiger Verflüssigung des Hochdruckstickstoffs (Schema mit einem 3-Kanal-WÜ), die zu einem Flüssigkeitsanteil von $x = 0,68$ führt, unter den im Kapitel 3.5.1 getroffenen Annahmen die energetisch günstigste Lösung darstellt.

3.5.4 Merkmale der berechneten Gemisch-Kreisläufe

Zur Berechnung von Gemischeigenschaften wurde die kubische Zustandsgleichung von Soave-Redlich-Kwong eingesetzt.

Die Ergebnisse des Optimierungsprozesses für die Gemisch-Kreisläufe sind in Abbildung 3-10 dargestellt. Dies zeigt die normierten Molanteile der Komponenten für jeweils optimierte Gemisch-Zusammensetzung als Funktion vom Stickstoff-Flüssigkeitsanteil am kalten Ende der SZF.

Für die Kühlmethode mit größerem Anteil von Flüssigkeit am kalten Ende der SZF (entspricht einer größeren Kondensationslast im Verdampfer der Gemisch-Kältemaschine) dominieren die Anteile der tiefsiedenden Gemischkomponenten (Stickstoff, Methan) in der Zusammensetzung. Das ist darauf zurückzuführen, dass mehr Kälte auf dem niedrigeren Temperaturniveau benötigt wird (Kondensation im Hochdruckstickstoffstrom). Die spezifische Verdichterarbeit für den Gemischkreislauf wird in diesem Fall entsprechend größer. Dies erkennt man auch an der spezifischen Verdichterarbeit der für die einzelnen Gemischkomponenten (Tabelle 3-3).

Tabelle 3-3: Spezifische Verdichterarbeit der einzelnen Komponenten ($P_{HD}=18\text{ bar}$, $P_{ND}=2\text{ bar}$)

Komponente	$\kappa = c_p/c_v$	Molmasse, g/mol	Verdichterarbeit, J/mol	Verdichterarbeit, J/g
Stickstoff	1,41	28,013	7454	266,1
Methan	1,31	16,04	6836	426,2
Ethylen	1,24	28,05	6339	226,0
Propan	1,14	44,09	5556	126,0
n-Butan	1,144	58,12	4900	84,3

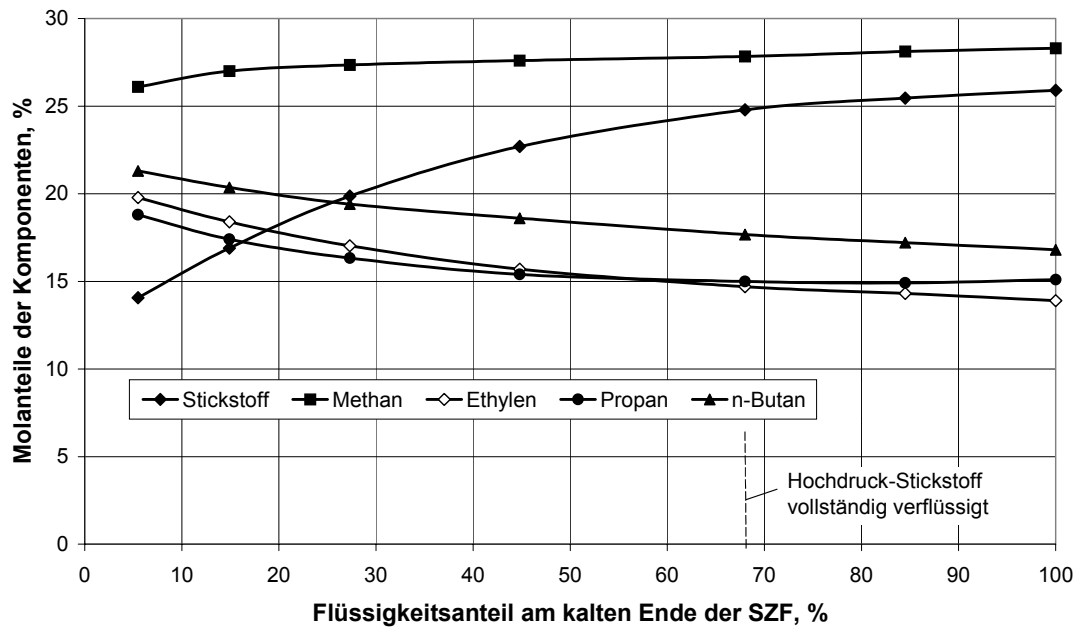


Abbildung 3-10: Änderung der optimalen Gemischzusammensetzung entsprechend der Einstellung des Flüssigkeitsanteils bei SS-VC bzw. FF-VC

Die Änderung der spezifische Verdichterarbeit für den Gemischkreislauf bzw. der Molekularmasse des optimierten Gemisches sind in Abbildung 3-11 und Abbildung 3-12 dargestellt.

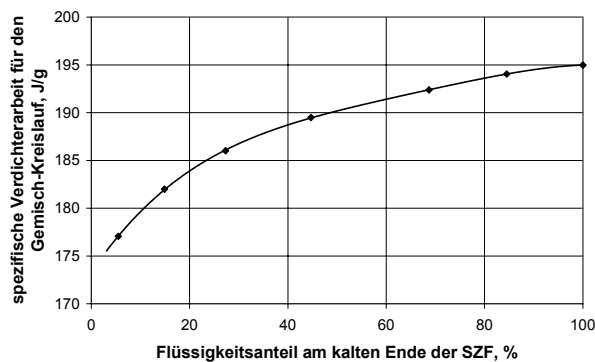


Abbildung 3-11: Änderung der spez. Verdichterarbeit

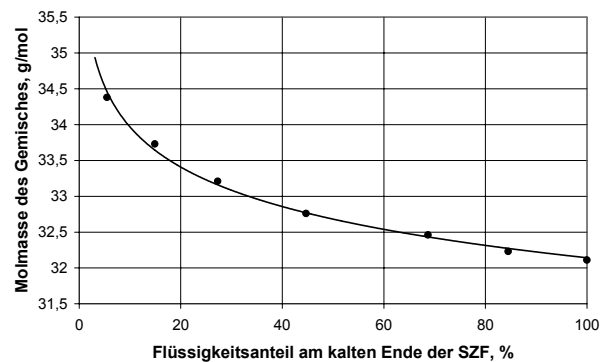
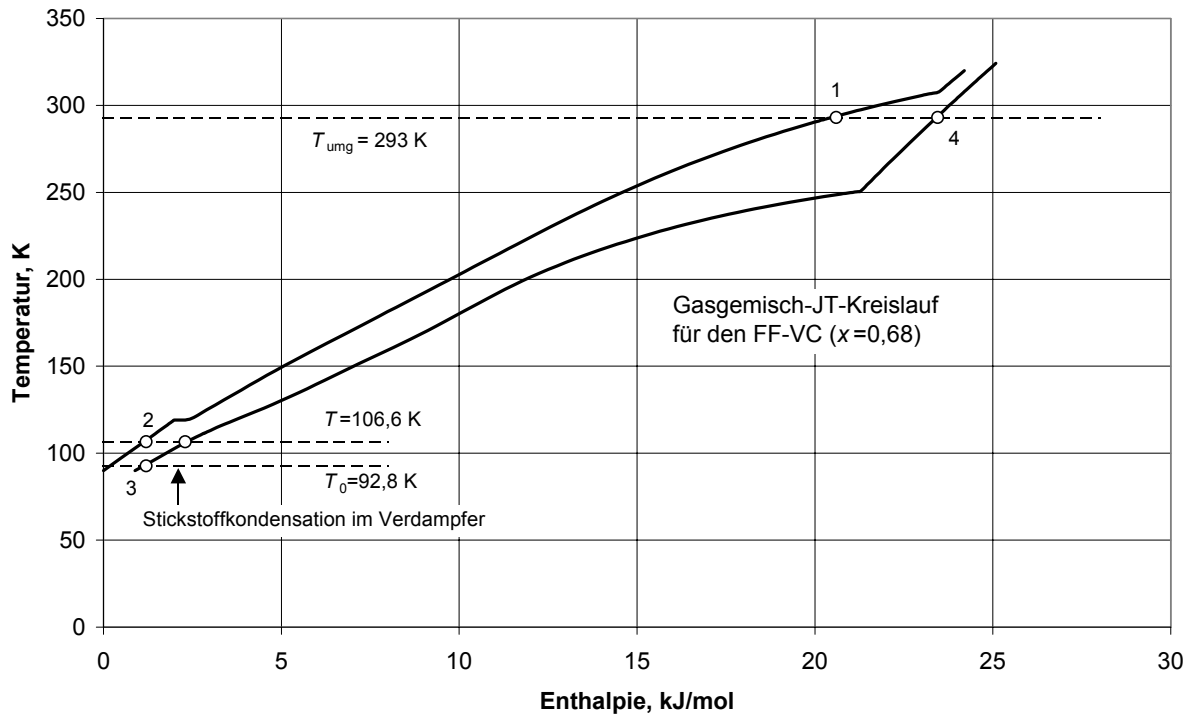


Abbildung 3-12: Änderung der Molmasse des Optimalen Gemisches

Abbildung 3-13 zeigt im T,h -Diagramm den optimierten Gemisch-JT-Kreislauf für die Gaskühlvariante mit ca. 68 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF.



*Abbildung 3-13: T,h -Diagramm, Gemisch-JT-Kreislauf für FF-VC ($x=0,68$)
(Bezeichnung der Punkte siehe Abb. 3-6)*

Der Verlauf des „warmen“ Gemisch- und Stickstoff-Hochdruckstroms und „kalten“ Stroms (Gemisch, Niederdruckisobare) im T,q -Diagramm des 3-Kanal-Wärmeübertragers ist in Abbildung 3-14 dargestellt.

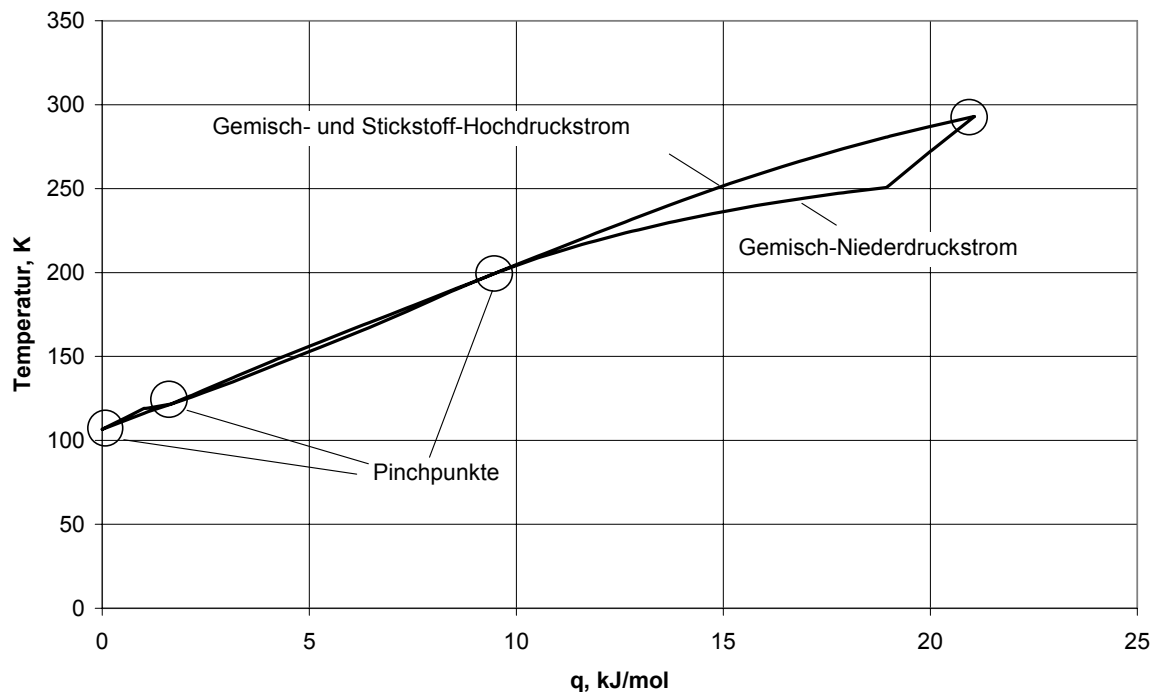


Abbildung 3-14: T,q -Diagramm, 3-Kanal-WÜ

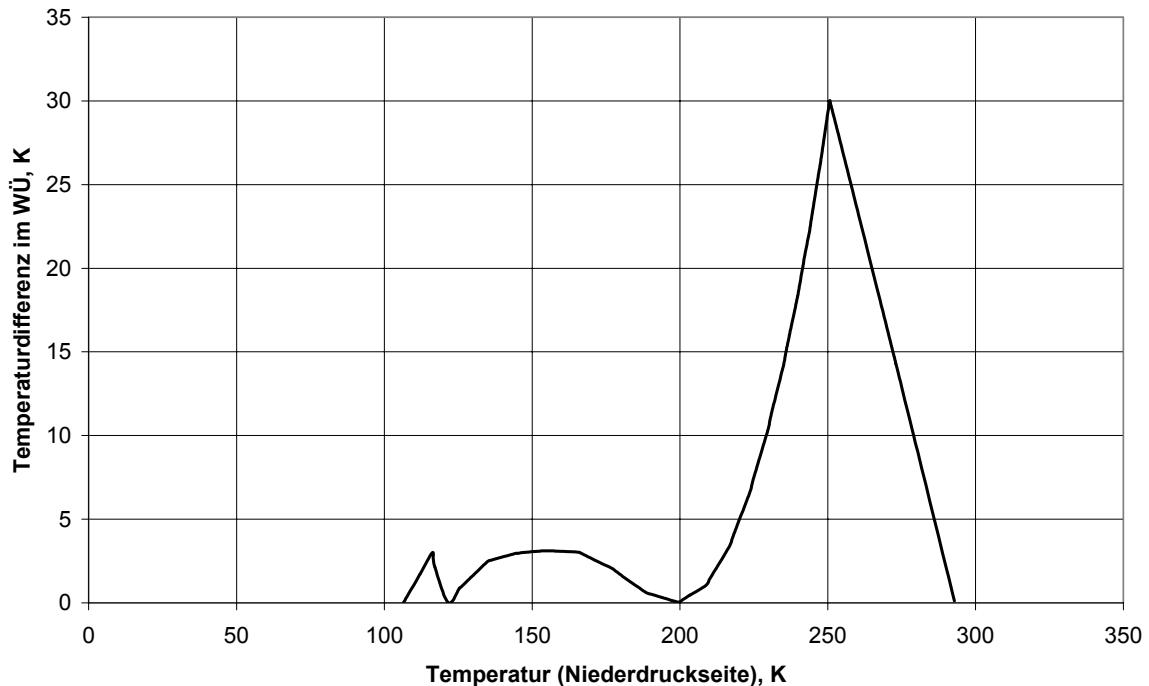


Abbildung 3-15: Aus Abb. 3-14 abgeleitetes $\Delta T, T$ -Diagramm

Aus der Abbildung 3-14 lässt sich das $\Delta T, T$ -Diagramm für den WÜ ableiten (Abbildung 3-15). Hier ist deutlich zu erkennen, dass die optimierte Gemischzusammensetzung eine Kühlung mit gleichmäßiger Verteilung der internen Temperaturdifferenz (vier ausgeprägte Pinchpunkte) im Wärmeübertrager erlaubt.

3.6 Gemisch-Stickstoff-Kaskade unter Berücksichtigung der Verluste

Die in Kapitel 3.4 unter idealen Annahmen berechneten Werte müssen sich von den realen Werten unterscheiden. Die Ursache liegt in verschiedenen Faktoren, welche bei der Simulation nicht berücksichtigt wurden, z.B. Verdichtungsverluste, Druckverluste im Wärmeübertrager oder reale Temperaturdifferenzen im Wärmeübertrager ($\Delta T_{\text{MIN}} > 0$). In diesem Kapitel wird die Gemisch-Stickstoff-Kaskade unter Berücksichtigung der vorher vernachlässigten Verlusten beschrieben.

3.6.1 Verdichterverluste

In diesem Kapitel werden anstelle isentroper Verdichter reale Kompressoren betrachtet.

Als „basic“ Verdichter für beide Kreisläufe wurde an dieser Stelle für die Ermittlung der Kaskadeneffizienz ein serieller Hermetikverdichter der Fa. Danfoss (Typ SC15F) betrachtet. Der Hubvolumenstrom dieses Verdichters beträgt $V_h = 2,66 \text{ m}^3/\text{h}$. Isentroper Wirkungsgrad η und Ausnutzungsgrad λ (Abbildung 3-16) wurden via Katalogdatei [24] für das Kältemittel R134a berechnet. Die Verdichter dieser S-Serie ($V_h = 1,8 \dots 3,7 \text{ m}^3/\text{h}$) haben nicht sehr unterschiedliche Charakteristik und sind für den Betrieb der Kaskade mit relativ kleiner Stromstärke in der SZF (z.B. $\sim 1,0 \dots 2,5 \text{ kA}$ für FF-VC mit $x = 0,15$) ausreichend.

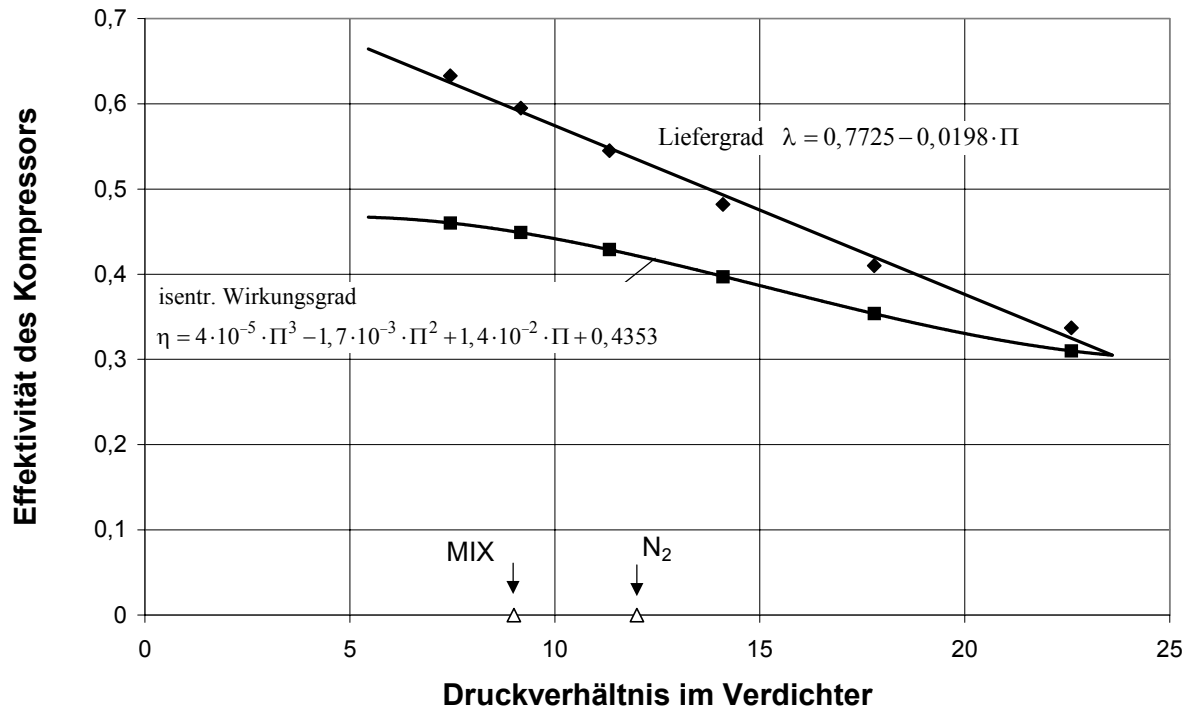


Abbildung 3-16: Effektivität des SC15F-Verdichters Fa. Danfoss (für R134a)

Die Berechnungsergebnisse mit Berücksichtigung dieser isentropen Wirkungsgrade für verschiedene Gaskühlvarianten der SZF sind in Abbildung 3-17 zu sehen. Die anderen Annahmen für die Berechnung der Kreisläufe wurden zunächst unverändert gelassen: keine Druckverluste im WÜ, $\Delta T_{\text{MIN}} = 0 \text{ K}$.

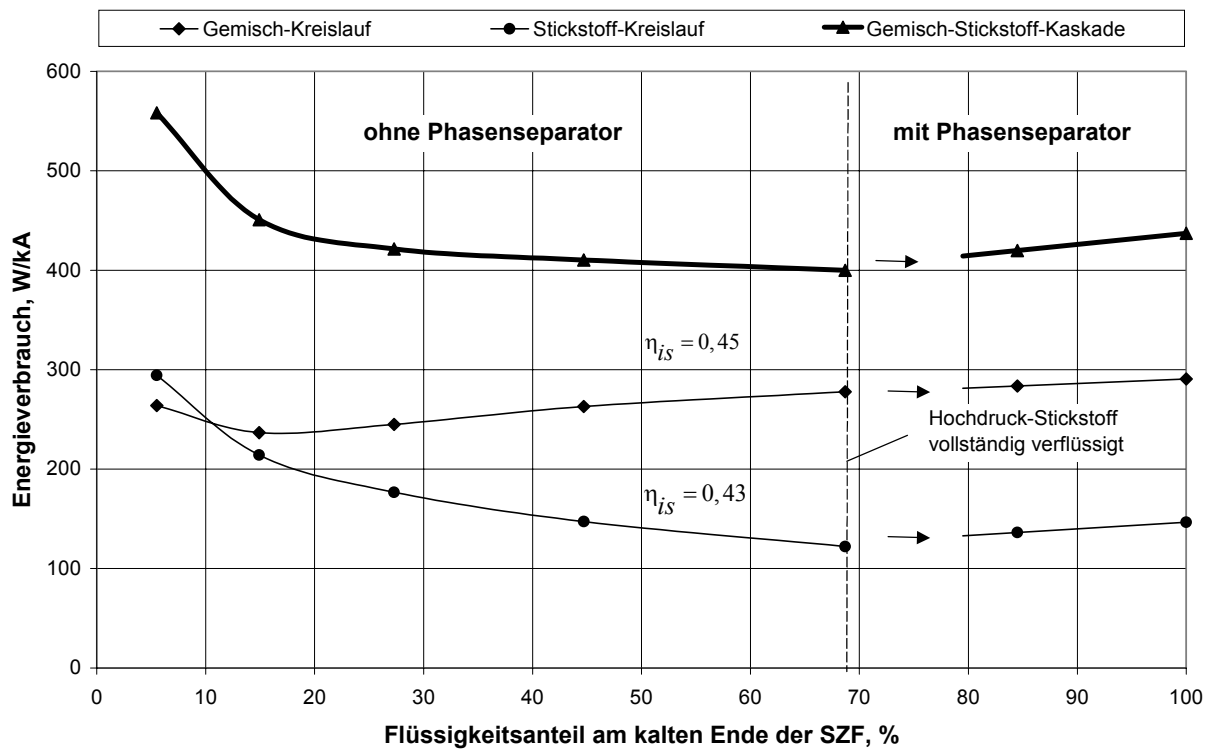


Abbildung 3-17: Simulationsergebnisse unter Berücksichtigung der Verdichterverluste

Tabelle 3-4 zeigt den Gesamtenergieverbrauch der Gemisch-Stickstoff-Kaskade für einige Kühlmethoden für SZF mit Berücksichtigung von Wirkungsgraden der Verdichter.

Tabelle 3-4: Energieverbrauch der Kaskade für einige Kühlmethoden der SZF

Kühlmethode	FF-VC (x = 0,149)	FF-VC (x = 0,68)	SS-VC (x = 1,0)
P_{N_2} / I , Energieverbrauch, W/kA	214,2	122,2	146,5
P_{MIX} / I , Energieverbrauch, W/kA	236,73	277,7	290,5
P_{SUM} / I , Gesamtenergieverbrauch, W/kA	450,9	399,9	437,0
Abweichung, % (bezogen auf Tabelle 3-2)	126,7	124,5	124,9
CEF_{MIX} , %	25,6	23,3	23,4

An dieser Stelle ist noch anzumerken, dass solche einstufigen Hermetikkompressoren beim Einsatz im Gemisch- bzw. Stickstoffkreislauf etwas schlechtere Charakteristik im Vergleich mit ihren üblichen Einsatzfällen aufweisen können (mehr dazu im Kapitel 4.2.5)

3.6.2 „Temperaturverluste“ im Wärmeübertrager

Abgesehen von Druckverlusten hängen die Exergieverluste im Wärmeübertrager von der Temperaturdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruckströmen, dem Temperaturniveau und von der Wärmemenge ab, die im Wärmeübertrager zu übertragen ist [25]. Unter gleichen Bedingungen ist man also bestrebt, diese Temperaturdifferenz (vor allem am kalten Ende des WÜ) so klein wie möglich zu halten.

Dafür sollte man die Wärmeübergangsfläche, speziell die Länge des Austauschers, vergrößern. Dadurch steigen die Druckverluste an, und deren negativer Einfluss (vor allem im Niederdruckstrom) beginnt eine größere Rolle zu spielen (Unterkapitel 3.6.3). Außerdem ist die größere Wärmeübertragungsfläche mit größerem Materialaufwand verbunden, was einen schlechten Einfluss auf Investitionskosten sowie auf die Kompaktheit der Anlage hat. So gibt es hier das Dilemma „kleinere Temperaturdifferenz – größere Druckverluste“, was in jedem konkreten Fall eine optimale Lösung benötigt.

In diesem Abschnitt wird der Einfluss einer minimalen Temperaturdifferenz von $\Delta T_{MIN} = 3K$ auf die Leistungsaufnahme der Kaskade untersucht.

Weitere Annahmen für die Berechnung der Kaskade werden unverändert gehalten: ideale Verdichtung, keine Druckverluste für beiden Kreisläufe.

Unter diesen Annahmen ändert sich die Leistungsaufnahme des Stickstoff-Kreislaufs nicht.

Für die Anpassung des Gemischkreislaufs zur Kühlung mit vorgelegter minimaler Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ist unter anderem eine leichte Korrektur („Tuning“) der Zusammensetzung notwendig.

In Tabelle 3-5 sind die Simulationsergebnisse dargestellt.

Aus der Tabelle ist ersichtlich, dass sogar relativ geringere Temperaturdifferenzen (Pinchpoints im WÜ, optimierte Zusammensetzungen) eine Erhöhung des notwendigen Gesamtenergieaufwands um 10 – 16 % verursachen können. Die Leistungsaufnahme der Gemisch-Kreisläufe steigt dabei um ca. 20 - 25 % an.

Tabelle 3-5: Energieverbrauch der Kaskade für einige SZF-Kühlmethoden

Kühlmethode	FF-VC (x = 0.149)	FF-VC (x = 0.68)	SS-VC (x = 1,0)
\bar{g}_{mix} , mol/mol (MIX-zu-N ₂ -Molenstromverhältnis)	2,06	4,12	3,59
\bar{g}_{mix} , g/g (MIX-zu-N ₂ -Molenstromverhältnis)	2,43	4,7	4,05
P_{MIX} / I , Energieverbrauch, W/kA	132,29	153,38	160,33
P_{SUM} / I , Gesamtenergieverbrauch, W/kA	224,0	205,7	223,0
Abweichung, % (bezogen auf Tabelle 3-2)	12,6	15,5	14,8
$CE_{\text{F MIX}}$, %	45,9	42,13	40,5

Die Gesamtleistungsaufnahme für die Variante forcierte Kühlung mit 15 % Flüssigkeit ist dabei gegenüber den anderen etwas reduziert. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die spezifische Verdichterarbeit für diese Gaskühlvariante kleiner ist. Der Anstieg des Molenstromverhältnisses bleibt für alle Kühlvarianten etwa gleich und entspricht einem Faktor von ca. 1,22.

3.6.3 Druckverluste im Wärmeübertrager

Die Betrachtung des Einflusses von Druckverlusten im WÜ (Gemischseite) wurde durchgeführt für folgende Kreislaufparameter :

Gemisch-Kreislauf: $\Delta p_{\text{ND}} = 0,5 \text{ bar}$; $\Delta p_{\text{HD}} = 0,5 \text{ bar}$,
 $\Pi = 12$ (bei 18 / 1,5 am Verdichter, bei $\eta = 0,428$)
 Stickstoff-Kreislauf: keine Druckverluste, $\Pi = 12$ (bei 12 / 1, bei $\eta = 0,428$)
 Kaskade: $\Delta T_{\text{MIN}} = 0\text{K}$; leichtes „Tuning“ der Gemischzusammensetzungen

Die Simulationsergebnisse sind in Tabelle 3-6 zu sehen.

Tabelle 3-6: Energieverbrauch der Kaskade für einige SZF-Kühlmethoden der

Kühlmethode	FF-VC (x = 0,149)	FF-VC (x = 0,68)	SS-VC (x = 1,0)
P_{SUM} / I , Gesamtenergieverbrauch, W/kA (isentropische Verdichtung)	213,9	195,8	212,5
P_{SUM} / I , Gesamtenergieverbrauch, W/kA (reale Verdichtung)	499,9	457,6	496,5
Abweichung (isentropische/reale), % (bezogen auf Tabelle 3-2)	7,5 / 151,3	9,9 / 156,9	9,4 / 155,5
$CE_{\text{F MIX}}$ (isentropische Verdichtung), %	49,7	45,0	43,3

3.6.4 Verluste in der Kaskade, Überblick

In diesem Kapitel werden nun alle vorher nur im Einzelnen betrachteten Verluste in Bezug auf ihre gemeinsame Wirkung auf die Leistungsaufnahme der Kaskade berücksichtigt.

Gemisch-Kreislauf:	$\Delta p_{ND} = 0,5 \text{ bar}$; $\Delta p_{HD} = 0,5 \text{ bar}$, $\Pi = 12$ (bei 18 / 1,5 am Verdichter, bei $\eta = 0,428$)
Stickstoff-Kreislauf:	keine Druckverluste, $\Pi = 12$ (bei 12 / 1, bei $\eta = 0,428$)
Kaskade:	$\Delta T_{MIN} = 3 \text{ K}$, leichtes „Tuning“ der Gemischzusammensetzungen

Tabelle 3-7 zeigt den Gesamtenergieverbrauch der Gemisch-Stickstoff-Kaskade für einige SZF-Kühlmethoden unter Berücksichtigung der Verluste.

Tabelle 3-7: Merkmale einiger berechneter Kreisläufe (Ergebnisse der Simulation)

Kühlmethode	FF-VC (x=0,149)	FF-VC (x=0,68)	SS-VC (x=1,0)
\dot{m}_{N_2} / I (gesamt im Kreislauf), g/(s·kA)	0,291	0,166	0,199
\bar{g}_{mix} , mol/mol (MIX-zu-N ₂ -Molenstromverhältnis)	2,03	4,06	3,52
\bar{g}_{mix} , g/g (MIX-zu-N ₂ -Massenstromverhältnis)	2,39	4,62	3,97
\dot{m}_{MIX} / I , g/(s·kA)	0,695	0,766	0,79
P_{N_2} / I , Energieverbrauch, W/kA	214,3	122,2	146,5
P_{MIX} / I , Energieverbrauch, W/kA	353,5	408,64	425,79
P_{SUM} / I, Gesamtenergieverbrauch, W/kA	567,8	530,7	572,3
Abweichung, % (bezogen auf Tabelle 3-2)	185,4	197,9	194,5
CEF_{MIX} , %	17,2	15,8	15,2

Die Gaskühlvariante mit ca. 15 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF (das Schema mit 3-Kanal-WÜ) weist unter Berücksichtigung der Verluste im Vergleich mit SS - VC (x = 1,0) etwas bessere Effizienz auf (geringerer Gesamtenergieverbrauch für die Kaskade). Die Methode mit vollständigem Verflüssigen des Hochdruckstickstoffs bleibt die effektivste, der prozentuale Unterschied in Leistungsaufnahmen ist aber geringer im Vergleich mit verlustfreier Betrachtung.

Eine graphische Darstellung der betrachteten Verluste ist für die Methode der forcierten Gaskühlung der SZF mit ca. 68 % Flüssigkeit am kalten Ende (vollständige Verflüssigung des Hochdruckstickstoffs, minimale Antriebsleistung der Kaskade) in Abbildung 3-18 zu sehen. Zum Vergleich ist hier die Leistungsaufnahme für ideale Kühlung bzw. den Carnot-Kühlprozess eingetragen.

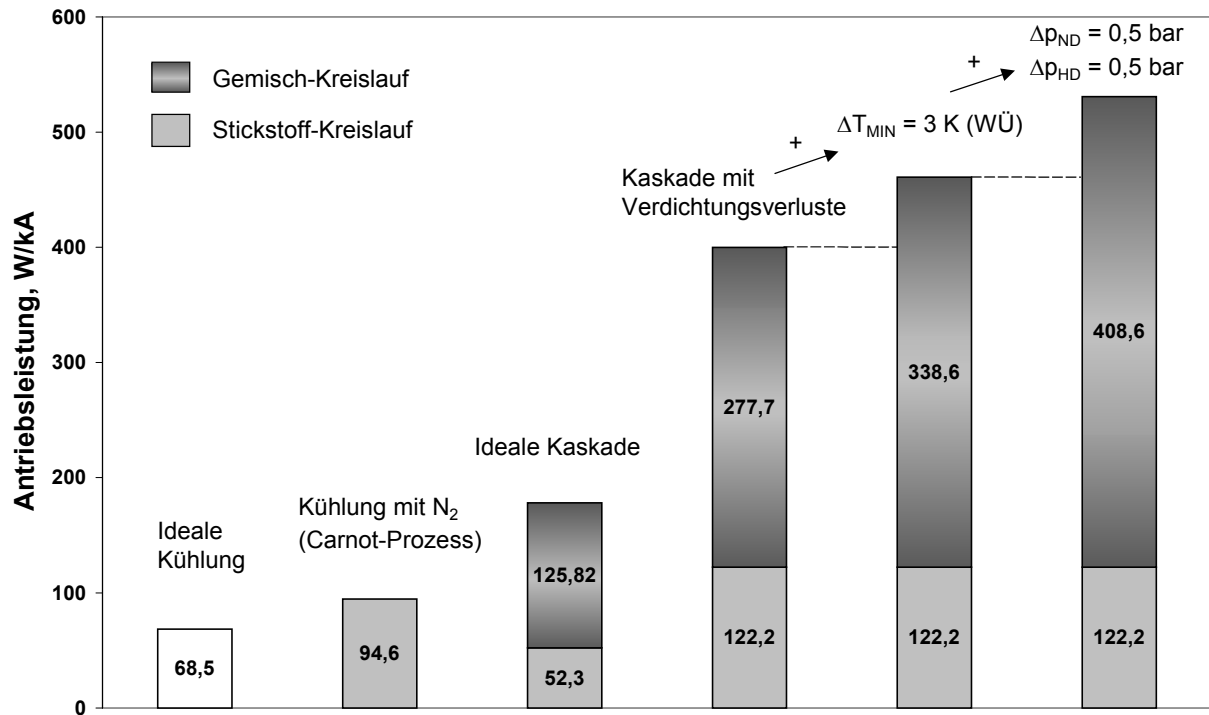


Abbildung 3-18: Verteilung der Verluste in der Kaskade für FF-VC mit $x = 0,68$

3.7 Untersuchung einer „verbesserten“ Gemisch-Stickstoff-Kaskade

In Kapitel 3.5.3 wurde gezeigt, dass die Leistungsaufnahme des Gemisch-Kreislaufs in etwa der „Carnot“-Kurve folgt und ein Minimum bei $x = 0,15$ aufweist (Abb. 3-9). Ganz anders verhält sich der Leistungsbedarf des Stickstoff-Kreislaufs. Dieser steigt bei kleineren Flüssigkeitsanteilen stark an. Die Leistungsaufnahme dieses Kreislaufs setzt sich aus der spezifischen Verdichterarbeit (von 1 bar auf 12 bar, $l = 315$ J/g, isentrope Verdichtung) des Stickstoffs und dem erforderlichen Massenstrom zusammen (Abb. 2-16). So wird die Antriebsleistung des Stickstoff-Verdichters immer größer mit steigendem Stickstoffmassenstrom bzw. sinkendem Anteil der Flüssigkeit am kalten Ende der SZF. Die SZF wird dabei hauptsächlich mit Gas gekühlt (der durch die Verdampfung entstehende Stickstoff-Gasstrom ist viel kleiner als der eingespeiste Kaltgas-Strom). Demgemäß wird im Falle der forcierten Gaskühlung mit kleineren Flüssigkeitsanteilen ein wesentlich größerer Gasstrom im Kompressor verdichtet und anschließend in der Drossel entspannt. Eine Reduzierung der Leistungsaufnahme wäre denkbar, wenn man den Hochdruckstickstoffstrom zumindest teilweise zur Kühlung von SZF benutzen würde.

Eine mögliche Ausführungsvariante der Gemisch-Stickstoff-Kaskade mit Nutzung der Kühlkapazität des Hochdruckstickstoffs zur Kühlung von Stromzuführungen ist in Abbildung 3 – 19 schematisch dargestellt. Der Kühlprozess erfolgt in zwei Stufen: forcierte Gaskühlung zwischen $T = 106,6$ K ($p = 12$ bar) und Umgebungstemperatur sowie die Leitungskühlung zwischen $T = 106,6$ K und ca. 78 K.

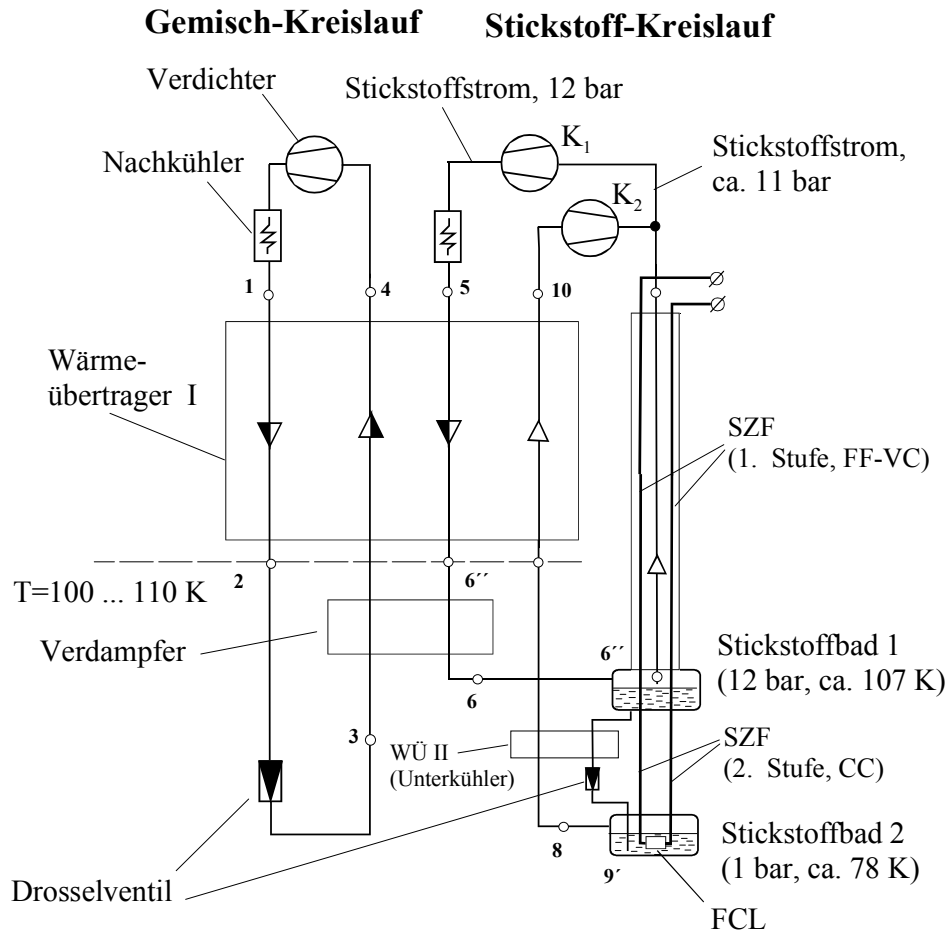


Abbildung 3-19: Verbesserte Variante der Gemisch–Stickstoff–Kaskade

Der teilweise verflüssigte Hochdruckstickstoff (Pkt. 6) wird in Stickstoffbad 1 bei ca. 107 K aufgeteilt. Zur forcierten Gaskühlung wird neben dem zugeführten Gasstrom auch ein durch die Verdampfung ($p = 12 \text{ bar}$, $r = 144,25 \text{ J/g}$) entstehender Stickstoffstrom verwendet. Die Verdichtung dieses Gasstromes nahe Umgebungstemperatur erfolgt in diesem Fall nur zum Kompensieren der beim Kühlprozess entstehenden Druckverluste.

Zu der Wärmeabfuhr am kalten Ende der zweiten Stufe von SZF (Leitungskühlung bei 78 K) wird ein Teil der Flüssigkeit aus dem Stickstoffbad 1 abgezweigt. Nach der Unterkühlung in WÜ II bzw. Entspannung in einem Drosselorgan wird diese anschließend in Stickstoffbad 2 eingespeist. Der Stickstoff-Abdampf sowie der nach der Drosselung entstehenden Dampf werden zuerst im Unterkühler (WÜ II) auf ca. 107 K aufgewärmt und anschließend durch den 4-Kanal-WÜ I (Gemisch–Stickstoff-WÜ) geführt. Die Verdichtung dieser Gasmenge im Verdichter K_2 erfolgt von 1 bar auf den Druck am Ausgang der ersten Kühlstufe der SZF. Nachfolgend wird der Gesamt-Stickstoffstrom in einem zweiten Kompressor (K_1) auf den „Arbeitsdruck“ von 12 bar verdichtet. Das Druckverhältnis in diesem Kompressor soll nicht mehr als $\Pi = 1,05 \dots 1,15$ betragen.

Die Auslegung des gasgekühlten Teils der SZF soll nach dem gleichen Prinzip wie in Kapitel 2.3.2.1 erfolgen. So kann die optimale Kühlvariante der forcierten Gaskühlung zwischen 107 K und Umgebungstemperatur gefunden werden.

Den leitungsgekühlten Teil der SZF zwischen 107 K und 78 K legt man nach dem in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Vorgehen aus.

Tabelle 3-8 zeigt die optimalen Parameter dieser „Hybridkühlmethode“.

Tabelle 3-8: Optimale Parameter zweistufiger SZF-Kühlung (CC und FF-VC)

SZF – Parameter	CC zwischen 77,4 K und 106,6 K		FF-VC zwischen 106,6 K und 293 K	
	„kaltes“ Ende	„warmes“ Ende	„kaltes“ Ende	„warmes“ Ende
$\frac{\dot{Q}}{I}$, W/kA	9,3	0	13,86	0
$(I \cdot L/A)$, kA/m	2759		5920	
Anteil der Flüssigkeit am kalten Ende	0,82		0,356	
$\frac{\dot{m}}{I}$, g/(s·kA)	0,047 – flüssig (zur Wärmeabfuhr)		0,27	
	0,057 – mit entstehendem Dampf			
	0,327 (gesamt)			
$\frac{P_{\text{Carnot}}}{I}$, W/kA	26		61,25	
	87,25 (gesamt)			

Bemerkenswert ist hier ein relativ großer Flüssigkeitsanteil am kalten Ende für ein optimal gekühltes oberes Teilstück der SZF. Dies ist jedoch nur auf die kleinere Verdampfungsenthalpie des Stickstoffs bei $p = 12$ bar sowie auf den etwas größeren Wärmestrom an dieser Stelle zurückzuführen. Abbildung 3-20 zeigt die integrale Kälteleistung der Carnot-Kühler für „ideale“ Kühlung sowie für die betrachtete Methode der zweistufigen „Hybridkühlung“.

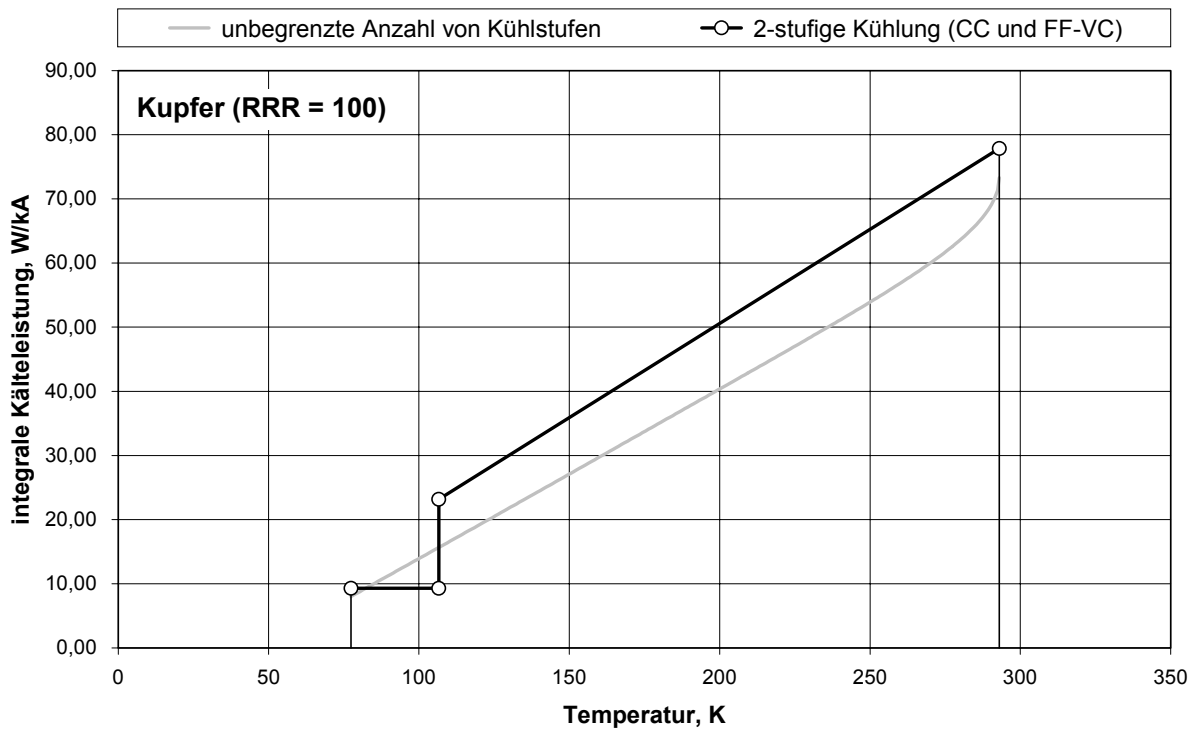


Abbildung 3-20: Integrale Kälteleistung für „hybridgekühlte“ SZF.

Die Optimierung des Gemisch-Kreislaufs wird an dieser Stelle nach dem gleichen Prinzip wie in Kapitel 3.5 via Simulation geführt. Der Anteil der Flüssigkeit im Stickstoffstrom am Ausgang aus dem Verdampfer ist durch die Verteilung von Massenströmen in Verdichter K₁ und K₂ (s. Abb. 3-19) vorgegeben und beträgt $x = 0,467$. Tabelle 3-9 zeigt die optimalen Kreislaufparameter für die ideale Kaskade mit optimiertem Gemisch (mol.-%): N₂ (0,211), CH₄ (0,275), C₂H₄ (0,163), C₃H₈ (0,164), n-C₄H₁₀ (0,187).

Tabelle 3-9: Merkmale der „verbesserten“ Gemisch-Stickstoff-Kaskade (ideale Betrachtung)

Parameter	Gemisch-Kreislauf	Stickstoff-Kreislauf	
		Verdichter K ₁	Verdichter K ₂
\dot{m} / I (im Kreislauf), g/(s·kA)	0,761	0,327 (gesamt)	0,057
\bar{g}_{mix} , mol/mol (MIX-zu-N ₂ -Molenstromverhältnis)	1,98	–	
Molarmasse, (g/mol)	33,0	28,01	
spezif. Verdichterarbeit, J/g	187,7 (2 – 18 bar)	9,3 (11 – 12)	299,3 (1 – 11)
P / I , Energieverbrauch, W/kA	142,85	2,95	17,17
P_{SUM} / I , Gesamtenergieverbrauch, W/kA	163,0		
CEF_{MIX} , %	50,8	–	

Der Gesamtenergieverbrauch ist in diesem Fall ca. 8,5 % niedriger als der Verbrauch der früher untersuchten Kaskade mit vollständiger Verflüssigung des Hochdruckstickstoffs ($P_{\text{SUM}} = 178,12$ W/kA, Kap. 3.5.3, Tabelle 3-2).

Nach Berücksichtigung der Verluste ergibt sich für die „verbesserte“ Kaskade eine Leistungsaufnahme von $P_{\text{SUM}} = 505,4$ W/kA. Dies ist um ca. 4,7 % niedriger als die in Kap. 3.6.4. gefundene Lösung mit dem einfachen N₂ – Kreislauf ($P_{\text{SUM}} = 530,7$ W/kA, Tabelle 3-7).

3.8 Teillastbetriebsverhalten der Gemisch-Stickstoff-Kaskade

Das Teillastverhalten von SZF wurde bereits im Kapitel 2.5 beschrieben. Es wurde festgestellt, dass die Gaskühlvariante mit ca. 15 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF (thermodynamisches Optimum bei $T_0 = 77,4$ K, $p = 1$ bar) auch im Falle der abnehmenden Stromlast effektiv ist. So kann diese Kühlmethode im Teillastfall unverändert bleiben. Zu einer kleinen Verbesserung der Effektivität hinsichtlich der Reduzierung von Antriebsleistung kann doch der Anteil der Flüssigkeit etwas vergrößert werden, so dass das Minimum des Leistungsverbrauchs erreicht wird. Außerdem kann die Kühlung immer noch effektiv bleiben, wenn die Menge der am kalten Ende eingespeisten Flüssigkeit konstant gehalten wird. Die Flüssigkeitsanteil wird dabei etwas größer als im optimalen Fall.

Dasselbe ist auch für die gasgekühlte Stufe der SZF in der „verbesserten“ Variante der Kaskade gültig. Die optimale Gaskühlvariante hat aber einen Flüssigkeitsanteil von ca. 36 % ($T_0 = 106,6$ K, $p = 12$ bar).

Nun ist hier die Frage, wie die Kaskade auf solche Betriebsfälle reagieren soll. In diesem Kapitel werden daher einige Überlegungen zu diesem Thema gegeben.

Eine Möglichkeit zum Anpassen der Kaskade für Teillastbetrieb kann vermutlich in der Selbstregelung der Gemisch-Kältemaschine mit unveränderter Gemischmenge sowie unveränderter Einstellung des Drosselventils liegen. Sollte also die Stromstärke in SZF abgesenkt werden, so ist auch der Stickstoffmassenstrom abzusenken, um den Energieverbrauch zu reduzieren. Dies kann auf verschiedene Weise realisiert werden und wird später noch genauer beschrieben. Das Absinken des Stickstoffstromes bedeutet für den Gemisch-Kreislauf eine Verringerung an der Kühllast. Dies verursacht das Absinken von Nieder- bzw. Hochdruck in der Gemisch-Kältemaschine. Die Ursache dafür liegt an der Veränderung des „Gemisch-Flüssigkeits-Hold up“ im WÜ. Wird die Anlage also dadurch etwas kälter „fahren“, kann auch mit weniger Leistungsaufnahme mehr vom dem Stickstoff verflüssigt werden, so dass der Anteil der zum kalten Ende eingespeisten Flüssigkeit etwas vergrößert wird. Andererseits wird der Gemisch-Kompressor weniger Massenstrom liefern, da der Saugdruck kleiner wird.

Die Nutzung des selbstregelnden Verhaltens der Gemisch-Kältemaschine zum Anpassen der Kaskade für den Teillastbetrieb ist hier also noch experimentell zu beweisen. Die experimentellen Ergebnisse zur Untersuchung dieser Möglichkeit werden in den nächsten Kapiteln dargestellt und diskutiert.

Eine zweite Möglichkeit zur Regelung des Gemisch-Kreislaufs im Teillastfall kann im Einsatz eines „drehzahlgeregelten“ Verdichters bestehen. Eine gewisse Schwierigkeit bei so einer Regelung besteht hier aber in dem Zusammenspiel zwischen der einstellbaren Drehzahl und der Steuerung des Drosselorgans, um die gewünschte Verflüssigungsrate des Stickstoffstromes zu gewährleisten. Außerdem muss bei der Kältemaschine ein „Gas-Management-System“ vorhanden sein. Dies dient zum Decken des Überschusses bzw. Defizits der Gemisch-kältemittelmenge.

Mehr Information zur Drehzahlregelung bei Kältekreislaufkompressoren kann man z.B. in [26] finden.

Die Regelungsmöglichkeiten für den Stickstoff-Kreislauf sowie die Wahl des Regelungskonzeptes für die Gemisch-Anlage werden bei der Darstellung der Versuchsergebnisse noch einmal in Kapitel 4 diskutiert.

3.9 Betrachtung der Simulationsergebnisse

Gemäß den in Kapitel 3 dargestellten gewonnen Erkenntnissen aus theoretischen Untersuchungen von Gemisch-Stickstoff-Kaskaden zur Kühlung von metallischen Stromzuführungen auf Flüssigstickstoff-Temperaturniveau kann man jetzt zusammenfassen:

- Es wurde eine Kaskadenkältemaschine für die Kälteversorgung eines Strombegrenzers vorgeschlagen. Diese besteht aus dem Gemisch-Kreislauf, ergänzt durch einen Stickstoff-Kreislauf. Mit Hilfe dieser Kaskade sind alle in Kapitel 2 untersuchten Kühlmethoden der SZF realisierbar.
- Die Optimierung der Kaskade erfolgte in Bezug auf die minimale Gesamt-Leistungsaufnahme von Gemisch-Kreislauf und Stickstoff-Kreislauf für die jeweilige Kühlmethode der SZF.
- Die in Kapitel 2 identifizierte optimale Kühlmethode mit ca. 15 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF stellt für die zunächst gewählte Ausführung der Kaskade kein Optimum dar. Das Optimum verschiebt sich zu einer Kühlmethode, bei der eine viel größerer Flüssigkeitsanteil (ca. 68 %) vorhanden ist. Die Gründe dafür liegen in den rasch steigenden Drosselverlusten des Stickstoff-Kreislaufs bei Kühlmethoden mit kleineren

Flüssigkeitsanteilen am kalten Ende. Der Energiebedarf des Gemisch-Kreislaufs hat jedoch etwa den gleichen Verlauf wie die „Carnot“-Kurve und weist ein Minimum bei $x = 0,15$ auf.

- Es wurde eine „verbesserte“ Variante der Gemisch-Stickstoff-Kaskade mit kleineren Drosselverlusten im Stickstoff-Kreislauf vorgeschlagen. Der Kühlprozess erfolgt in zwei Stufen: forcierte Gaskühlung zwischen $T = 106,6$ K ($p = 12$ bar) und Umgebungstemperatur sowie die Leitungskühlung zwischen $T = 106,6$ K und ca. 78 K. Die Leistungsaufnahme des Stickstoff-Kreislaufs wird dadurch deutlich verringert.

Tabelle 3-10 zeigt die notwendigen Antriebsleistungen zur Kühlung einer metallischen SZF aus Kupfer mit $RRR = 100$ zwischen 77,4 K und 293 K. Dargestellt in der Tabelle sind: ideale Kühlung mit unbegrenzter Anzahl von Carnot-Kältemaschinen, Kühlung der SZF mit dem Stickstoffstrom (unter Voraussetzung des Carnot-Kühlprozesses) sowie die Kühlung mit einer realen Kältemaschine (Gemisch-Stickstoff-Kaskade) in idealer und verlustbehafteter Ausführung.

Tabelle 3-10: Antriebsleistung zur SZF-Kühlung (Simulationsergebnisse)

Kühlung der SZF zwischen 77,4 K und 293 K		Antriebsleistung, W/kA	Zugehöriges Kapitel
Ideale Kühlung		68,5	2.2.2.1
Kühlung mit Stickstoff (Carnot-Kühlprozess)	FF-VC mit $x = 0,149$	79,5 (Optimum)	2.3.2.2
	FF-VC mit $x = 0,68$	94,6	2.4
	„Hybridkühlung“: – FF-VC zwischen 106,6 K und 293 K – CC zwischen 77,4 K und 106,6 K	87,25	3.7
„einfache“ Kaskade, ideale / reale Betrachtung	FF-VC mit $x = 0,149$	198,9 / 567,8	3.5.3 / 3.6.4
	FF-VC mit $x = 0,68$	178,1 / 530,7	3.5.3 / 3.6.4
„verbesserte“ Kaskade ideale / reale Betrachtung	„Hybridkühlung“: – FF-VC zwischen 106,6 K und 293 K – CC zwischen 77,4 K und 106,6 K	163,0 / 505,4	3.7 / 3.7

Als nächstes sollen die in diesem Kapitel theoretisch ermittelten Ergebnisse für die Kaskade als Kälteversorgungssystem für einen Strombegrenzer experimentell nachgewiesen werden.

4. Experimentelle Untersuchung der Gemisch-Stickstoff-Kaskade

4.1 Einleitung

Das Ziel der durchgeführten experimentellen Arbeit bestand im Nachweis des Funktionsprinzips und der hohen Effektivität der Gemisch-Stickstoff-Kaskade als Kälteversorgungssystem für HTSL-FCL.

Die Durchführung der Experimente wurde wegen der Komplexität der gesamten Aufgabe in folgenden „Unteraufgaben“ geteilt:

- Untersuchung der Gemisch-Kältemaschine bzw. derer Komponenten bei der Verflüssigung eines Stickstoffstrom aus der Hochdruckgasflasche, Ermittlung der Betriebscharakteristik.
- Nachweis des Funktionsprinzips der Kaskade, Inbetriebnahme und Test der Anlage mit geschlossenem Stickstoffkreislauf, Ermittlung der Verlustquellen und der „potentiellen“ Effektivität.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass eine genaue Übereinstimmung zwischen Experiment und durchgeführter Simulation kein primäres Ziel war. Die Untersuchungen sollten nur, abgesehen vom Funktionsnachweis, einen Gewinn an Erkenntnis liefern, welche Faktoren die Effektivität der Kaskade im Wesentlichen beeinflussen.

4.2 Untersuchung der Kältemaschine

In dem folgenden Kapitel wird eine Beschreibung der Versuchsanlage mit verwendeter Messtechnik bzw. die Darstellung der gewonnenen Ergebnisse gegeben.

4.2.1 Versuchskonzept

In groben Zügen ist der Versuchsaufbau in Abbildung 4-1 dargestellt.

Der Stickstoffkreislauf umfasst eine Hochdruckflasche mit Druckminderer sowie ein Drosselventil. Die Abkühlung und das Verflüssigen des Hochdruck-Stickstoffstroms erfolgt in einem 3-Kanal-Wärmeübertrager mit Hilfe des Gemischkreislaufs. Am Ausgang des Wärmeübertragers befindet sich der Stickstoffstrom bereits in flüssigem bzw. zweiphasigem Zustand (Pkt. 6). Im Stickstoff-Drosselventil wird der Stickstoff anschließend auf Niederdruckniveau entspannt (Pkt. 7). Bei der Entspannung wird die Flüssigkeit teilweise verdampft. Das entstehende Stickstoffgas, sowie die verbliebene Flüssigkeit werden zur Kühlung der Stromzuführungen verwendet oder aufgewärmt und an die Umgebung abgeführt (in dieser Versuchsreihe).

Das Kühlsystem ist zum Realisieren verschiedener forcierter Gaskühlmethoden geeignet. Der Fall der vollständigen Verflüssigung (ohne Unterkühlung) von Hochdruckstickstoff stellt dabei die „Grenzvariante“ für diese Kühlmethoden dar. Eine Unterkühlung der sich im Sättigungszustand befindenden Flüssigkeit ist hier allerdings nicht auszuschließen.

Bei dem vorgestellten Gemisch-Kreislauf handelt es sich um eine spezielle Bauart, nämlich eine Gemisch-Kältemaschine mit Vorkühlungsstufe. In dem folgenden Abschnitt wird diese ausführlich erläutert.

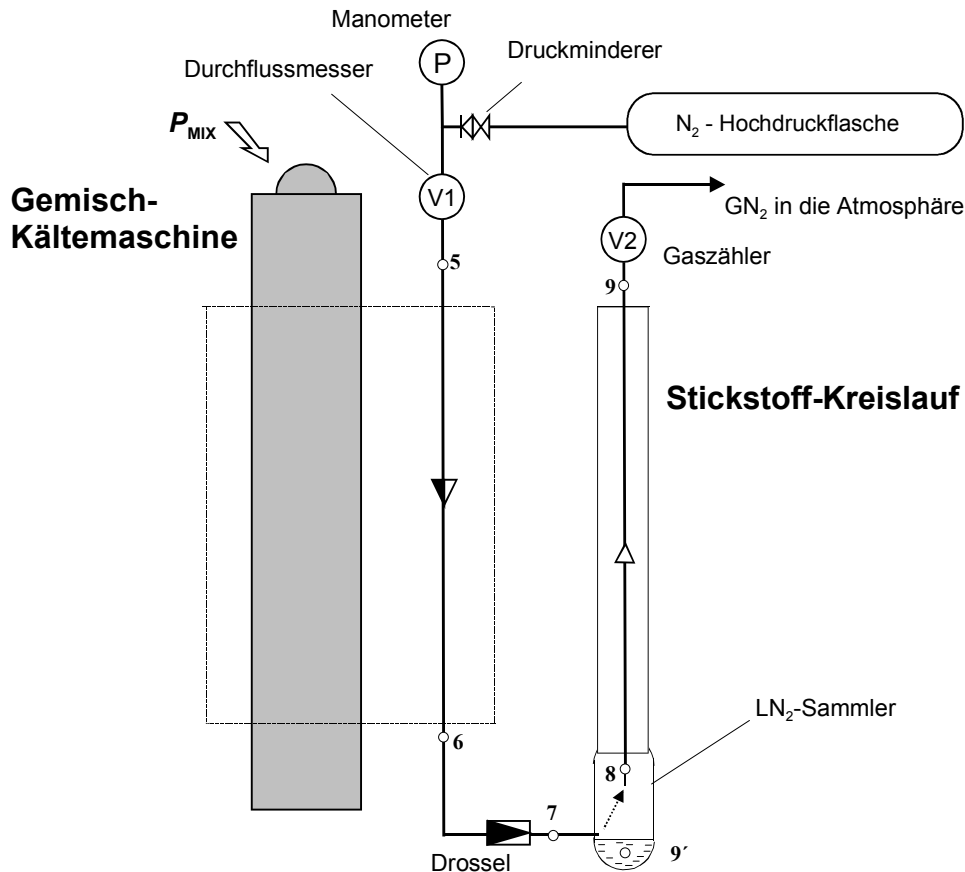


Abbildung 4-1: Gemisch-Stickstoff-Kaskade, Versuchsaufbau

4.2.2 Gemisch-Kältemaschine mit Vorkühlung

Die Vorteile eines Gemischkreislaufs mit Vorkühlstufe sind bereits bekannt und wurden u.a. von Alexeev thermodynamisch begründet ([22], [27]).

Das Verfahren mit einer Vorkühlstufe für eine nicht isotherme Kühllast ist in Abbildung 4-2 dargestellt. Das im Kompressor verdichtete Gemisch sowie der Gasstrom zum Abkühlen werden vor dem Eintritt in die JT-Stufe im Vorkühler abgekühlt. Die Kälte für den Vorkühler wird von einer zusätzlichen Kälteanlage bereitgestellt.

Die Gemischanlage (mit Vorkühler) besteht dabei aus zwei Kompressor-Blöcken (mit je einem Hermetikverdichter), einer Ölabscheider-Einheit (nicht gezeigt in der Abbildung) und einem Kaltkopf mit 3-Kanal-Wärmeübertragern, in welchem die Stickstoffverflüssigung unmittelbar stattfindet. Der Zweikompressoren-Aufbau wurde wegen seiner Vorzüge ausgewählt. Abgesehen von den bereits bekannten thermodynamischen Vorteilen dieses Verfahrens (Erhöhung der Effektivität durch Erhöhung der Leistungszahl) bringt der Einsatz einer Vorkühlstufe auch wesentliche Betriebsvorteile. Insbesondere betrifft dies die Ölabscheidung (s. Kap. 4.2.3.1).

Andere Betriebsvorteile sind mit der Absenkung der Temperatur am Eintritt in die JT-Stufe (quasi einer neuen „künstlichen“ Umgebungstemperatur für die Anlage) verbunden. Die höchst-siedenste Gemisch-Komponente (n-Butan bzw. i-Butan) wird dadurch entbehrlich. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Optimierungsprozess nicht mehr auf Umgebungstemperatur bezogen werden muss. Das optimierte Gemisch kann also nach dem Nachkühler gasförmig sein und problemlos zu dem Kaltteil der Anlage transportiert bzw. im WÜ verteilt werden. Darüber hinaus wird das Problem der eventuellen Bildung einer festen Phase (Ausfrieren der Gemisch-

Komponenten in der Drosselvorrichtung am kalten Ende als der „engsten“ Stelle der Anlage) nicht mehr so kritisch.

Auch die Wirtschaftlichkeit spielt hier eine Rolle – die Anschaffung von zwei kleineren Hermetikkompressoren anstelle eines größeren ist unter Umständen sogar günstiger.

Die Zuverlässigkeit der Gemischanlage wird durch die Nutzung von zwei Kompressoren nur wenig beeinflusst. Das ist darauf zurückzuführen, dass die Belastung nicht gleichmäßig zwischen diesen zwei Kompressoren verteilt ist – die Hauptlast wird vom Gemischkompressor getragen, und die Zuverlässigkeit des Systems ist im Wesentlichen durch diese Maschine bestimmt.

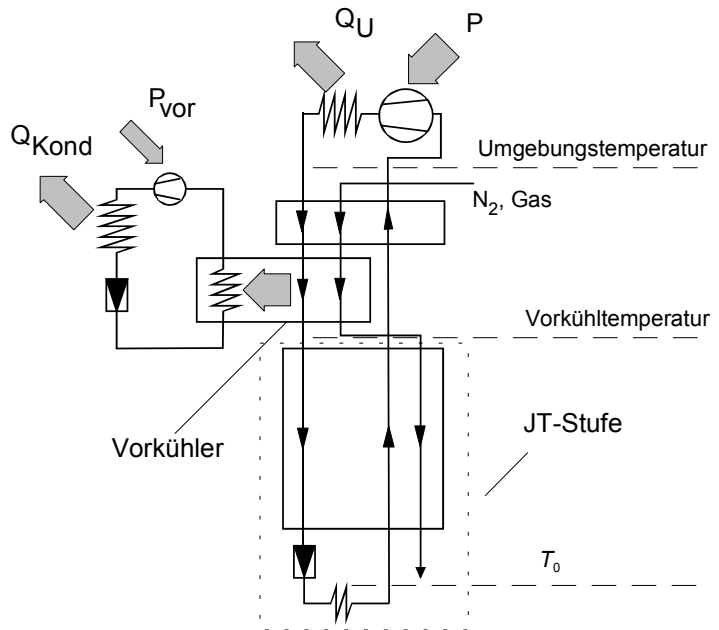


Abbildung 4-2: Gemisch-JT-Verfahren mit Vorkühlung

4.2.3 Versuchsanlage

Ein ausführlicheres Fließschema des aufgebauten Versuchsstands ist in Abbildung 4-3 dargestellt. Hauptbestandteile sind die Kompressor-Einheit der Gemisch-Kältemaschine, der Kryoblock und die Stickstoffhochdruckflasche.

Die Kompressor-Einheit (Abbildung 4-4) umfasst den Gemisch-Kompressor mit einem Ölabscheidesystem sowie den Verflüssigungssatz der Vorkühlanlage.

In dem Kryoblock (Abbildung 4-5) befinden sich die mit Temperatursensoren ausgerüsteten 3-Kanal-Wärmeübertrager, der Verdampfer der Vorkühlanlage und ein Sammelbehälter für flüssigen Stickstoff.

4.2.3.1 Kompressor-Einheit

Nach Verdichtung in einem einstufigen Hermetik-Rollkolbenverdichter Typ RK5518E (KM1) der Firma L'Unite Hermetique (ausgestattet mit zusätzlicher Berippung, um eine möglichst gute Wärmeabfuhr zu erreichen) wird das komprimierte Gemisch in dem folgenden Nachkühler (NK1) bis nahe Umgebungstemperatur abgekühlt. Vor dem Eintritt in das Ölabscheidesystem wird der Hochdruckstrom des Gemisches zuerst in einem rekuperativen Wärmetauscher (WÜ1) und dann in dem Verdampfer (VK1) der Vorkühleinheit weitergekühlt. Dies bewirkt die Absenkung des Partialdrucks des verbliebenen Öls im Gasstrom und dadurch eine Erhöhung der Ölabscheidereffektivität. Die Wärmeübertrager WÜ1 und VK1 sind nach dem Doppelrohrprinzip (tube-in-tube) ausgelegt. Nach dem Verdampfer der Vorkühleinheit tritt der Gasmischstrom in das aus zwei nacheinander angeordneten Filtern (FF, SMF) bestehende Ölabscheidesystem ein. Der hier abgetrennte Ölstrom wird durch Regulierventile (RV6, RV7) sowie Kapillarleitungen (KP1, KP2) zurück zum Kompressorgehäuse geführt. Zur visuellen Beobachtung des Trennprozesses wurden zwei Schaugläser (SG1, SG2) eingebaut. Nach dem Ölabscheider tritt der Hochdruckstrom in den Kryoblock ein.

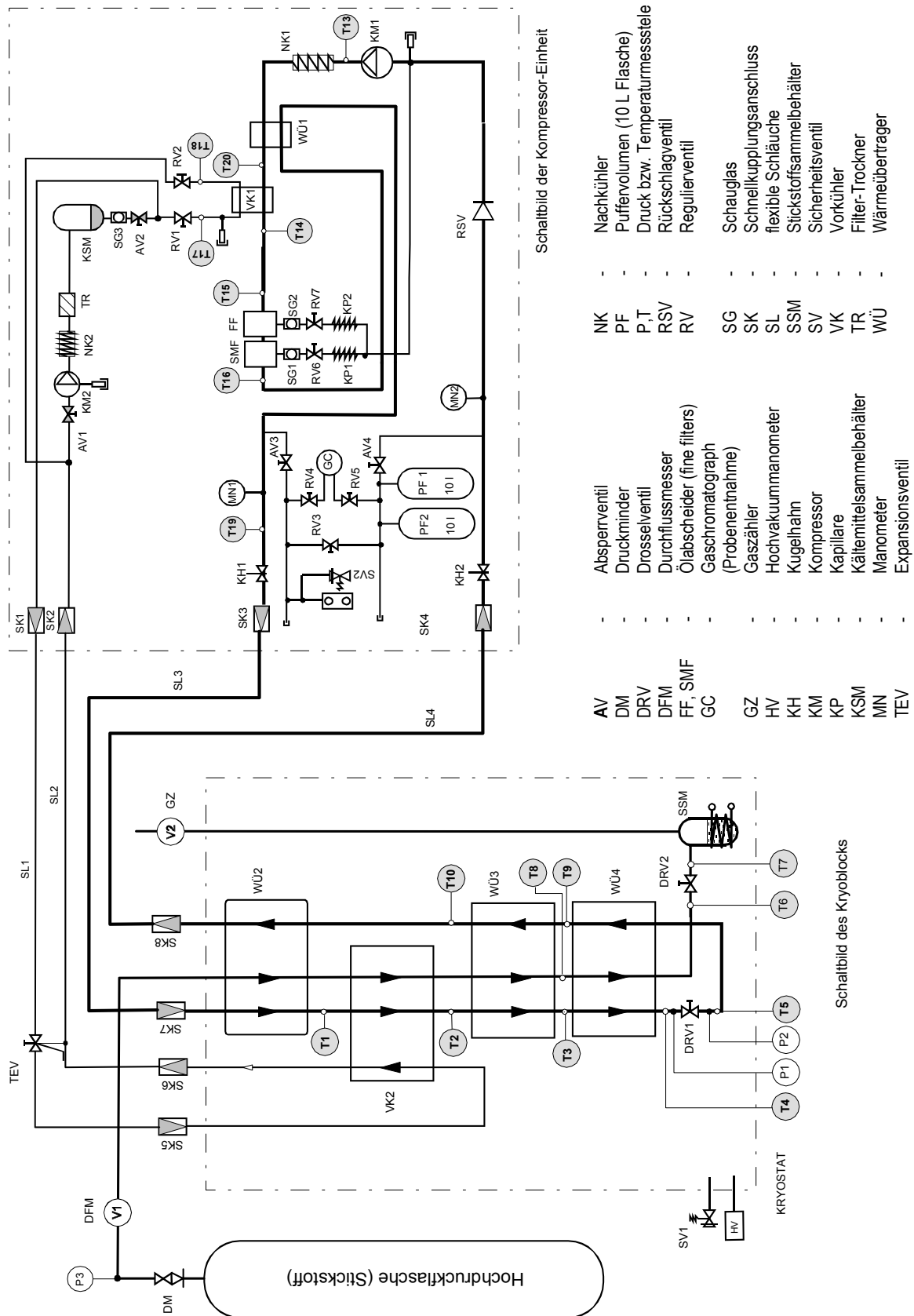


Abbildung 4-3: Versuchsanlage, Fließbild

Die Verbindung zwischen Kompressor-Einheit und Kryoblock wird durch flexible Schläuche (SL1, SL2, SL3, SL4) gewährleistet. Zur Druckkontrolle auf der Saug- bzw. Hochdruckleitung sind zwei Manometer (MN1, MN2) installiert. Ein Rückschlagventil (RSV) in der Saugleitung des Kompressors hat den Zweck, ein Verschleppen des abgeschiedenen Öls in den Kaltteil der Anlage zu vermeiden. Die Entnahme der Proben für den Gaschromatograph (GC) erfolgt durch zwei Regulierventile (RV4, RV5) aus der Nieder- bzw. Hochdruckseite. Außerdem ist in der Einheit ein Sicherheitsventil (SV2) vorgesehen. Eine Bypassleitung mit Regulierventil (RV3) existiert zwischen Hoch- und Niederdruckseite zum Einstellen des Differenzdrucks bzw. zur Volumenstromaufteilung. Die Reduzierung des Stillstanddrucks in der Anlage wird durch Anwendung von zwei 10 Liter Puffervolumina (PF1, PF2) bewerkstelligt.

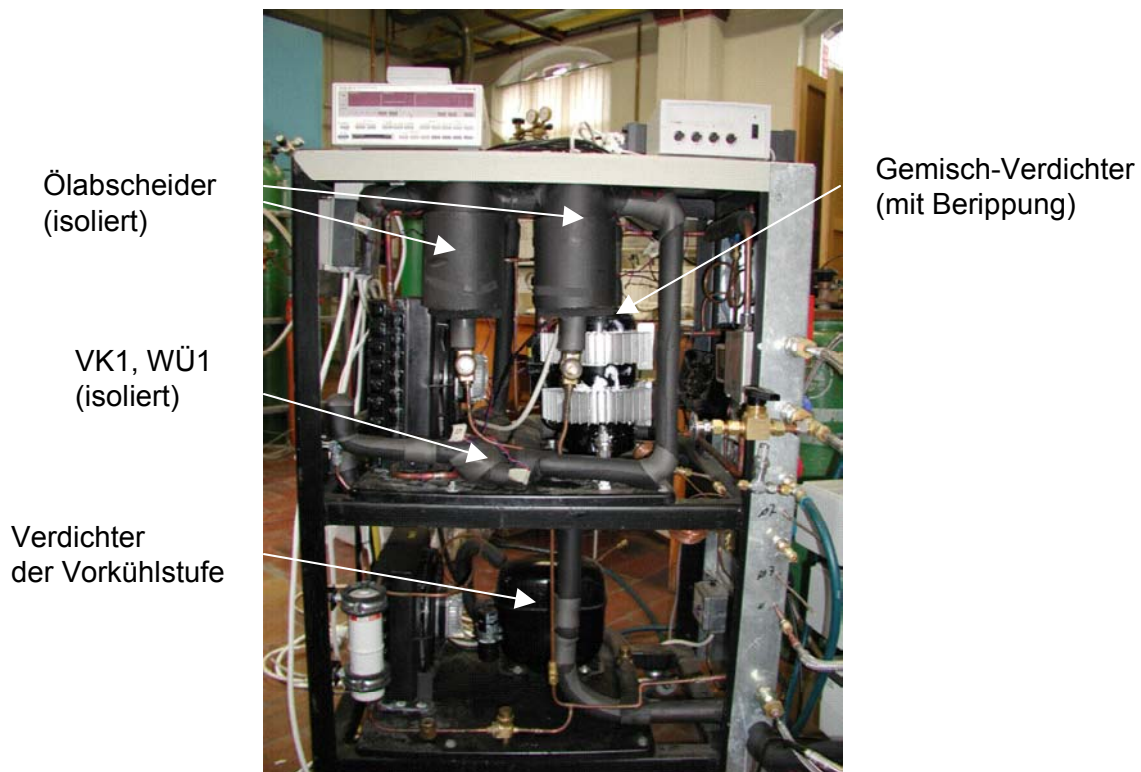


Abbildung 4-4: Kompressor-Einheit der Gemisch-Kältemaschine

Der Verflüssigungssatz der Vorkühlanlage besteht aus einem Hermetik-Kolbenverdichter (KM2) Typ SC15CL der Firma Danfoss (theoretischer Saugvolumenstrom $V_h=2,66 \text{ m}^3/\text{h}$), einem Nachkühler (NK2), einem Filter-Trockner (TR) und einem Kältemittelsammler (KSM). Außerdem wird zur Kontrolle der Kältemittelmenge ein Schauglas (SG3) eingesetzt. Die Vorkühltemperatur im Verdampfer (VK1) wird dabei mit zwei Regulierventilen (RV1, RV2) eingestellt. Zur Füllung- bzw. Evakuierung der Vorkühlanlage werden Anschlüsse mit Schraderventilen eingesetzt. Als Kältemittel wird R507 verwendet. Das Expansionsventil zum VK2 befand sich außerhalb des Kryostaten. Die ND-Leitung zum bzw. aus dem Kryostat sowie das Ventil selbst wurden mit Hilfe von Isolationsmaterial isoliert.

4.2.3.2 Kryoblock

Die sich im Kryostat mit Vakuumisolation befindenden 3-Kanal-Wärmeübertrager (WÜ2, VK2, WÜ3, WÜ4) stellen sogenannte „multitube“-Wärmetauscher dar. Alle Wärmeübertrager sind nach dem gleichen Prinzip ausgelegt und unterscheiden sich nur in der Länge der Wicklungen. Der Hochdruckstrom des Gemisches wird in den inneren Rohren geführt. Nach der Entspannung

im Drosselventil (DRV1) wird der Niederdruckstrom im Hüllrohr des Wärmeübertragers zurückgeführt. Der Stickstoff-Hochdruckstrom aus der HD-Flasche wird im zentralen inneren Rohr geführt. Dieses ist mit einer Rippenwicklung aus Kupferdraht (0,8 mm) als Abstandshalter umgeben (Abbildung 4-6).

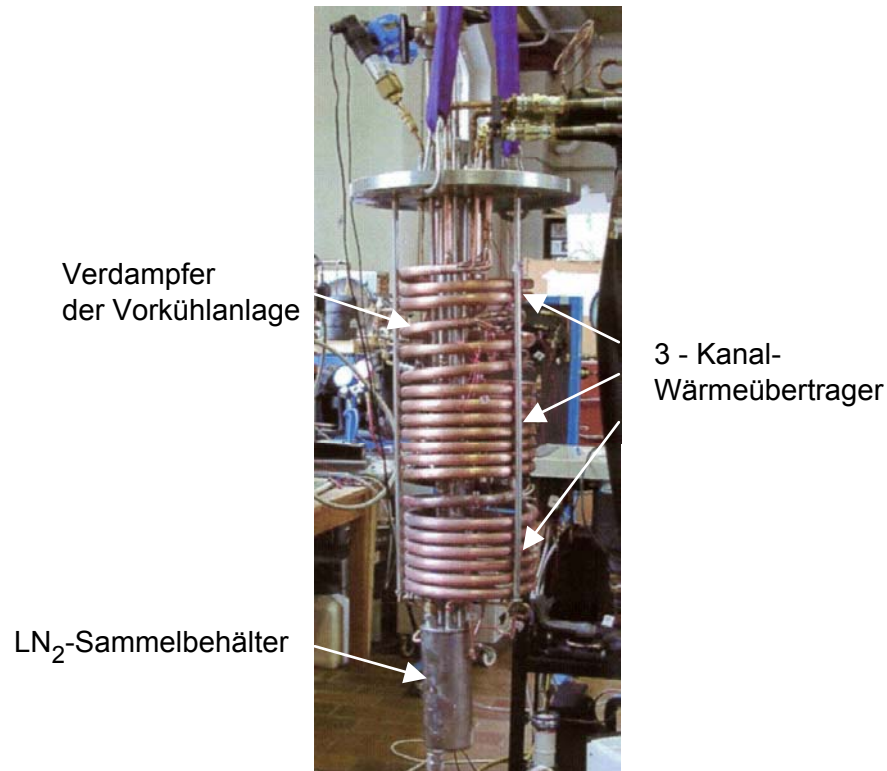


Abbildung 4-5: Kryoblock der Gemisch-Stickstoff-Kaskade

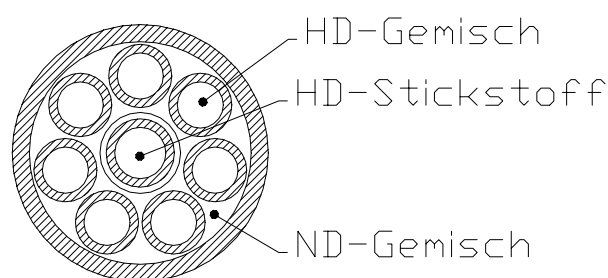


Abbildung 4-6: Schnittbild Wärmeübertrager (Bauprinzip WÜ2, VK2, WÜ3, WÜ4)

Die geometrischen Verhältnisse der Wärmetauscher sind in Tabelle 4-1 aufgeführt.

Der mit Hilfe der Gemisch-Kältemaschine verflüssigte Stickstoff wird in einem Behälter aus Edelstahl (Durchmesser 80 mm, Höhe 200 mm) gesammelt. Zur Bestimmung des Flüssigkeitsanteils im kondensierten Stickstoff im stationären Zustand werden zwei Durchflussmessgeräte eingesetzt. Eines (DM) befindet sich auf der Hochdruckseite und misst den gesamten in der Anlage eintretenden Stickstoffstrom. Das andere (GZ) misst den

Durchfluss am Austritt. Zusätzlich wurde das Einkondensieren des Stickstoffs durch Wägung mitverfolgt. Dazu wurde der Kryostat auf einer Waage mit einem Teilstrich von 50g plaziert (nicht gezeigt in der Abbildung).

Im Gegensatz zur der im Kapitel 3.4.1 beschriebenen Konfiguration der Kaskade mit 3-Kanal-WÜ, wird die Anlage ohne den Verdampfer gebaut. Die Rolle des Verdampfers sollte an dieser Stelle von einem Teil des WÜ 4 übernommen werden.

Tabelle 4-1: Multitube-Wärmeübertrager, Geometrie

	WÜ2	VK2	WÜ3	WÜ4
Wicklungsdurchmesser, mm	210	210	210	210
Hüllrohr	Kupfer 16x1	Kupfer 16x1	Kupfer 16x1	Kupfer 16x1
Innere Rohre (Material, Dimensionierung)	Kupfer 7 / 4 x 0,5 (HDG) 1 / 4 x 0,5 (HDN ₂)	Kupfer 7 / 4 x 0,5 (HDG) 1 / 4 x 0,5 (HDN ₂)	Kupfer 7 / 4 x 0,5 (HDG) 1 / 4 x 0,5 (HDN ₂)	Kupfer 7 / 4 x 1 (HDG) 1 / 4 x 0,5 (HDN ₂)
Wärmeübertragerlänge, m	2	1	5	4,5

HDN₂ – Stickstoff-Hochdruckstrom

HDG – Gemisch-Hochdruckstrom

Die Versuchseinheit ist an verschiedenen Stellen zusätzlich mit Temperatur– bzw. Drucksensoren ausgerüstet (P,T).

4.2.4 Messungen

Zur Beurteilung des Gemisch- bzw. Stickstoffkreislaufs wurden verschiedene Messinstrumente verwendet. Eine Beschreibung liegt in den folgenden Abschnitten vor.

4.2.4.1 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung im Kryostat wurden 10 mit 2-Draht-Technik eingebaute Widerstandsthermometer Pt100 verwendet. In Abbildung 4-3 sind die Positionen für Messstellen zu sehen (T1 ... T10). Dabei wurde stets die außen am jeweiligen Kupferrohr auftretende Temperatur gemessen. Alle Temperatursensoren wurden kalibriert (Stickstoff-Siedepunkt, CO₂-Tripelpunkt, Wasser-Tripelpunkt).

Die Temperaturmessung in der Kompressor-Einheit wurde mit Hilfe von Thermoelementen Typ „J“ (Fe/CuNi) ausgeführt. Die Thermoelemente wurden mit Hilfe eines Thermostaten kalibriert.

Als sekundäres Gerät wurden zwei Auswerteeinheiten Typ Hydra 2625A (Fa. Fluke) verwendet. Dabei wurde die mitgelieferte Software für Windows Data Logger (Version 3.0, 1995-1997 Fluke Corporation) eingesetzt.

Die Gesamtfehlergröße wird als Summe der systematischen Fehler und der zufälligen Fehler bestimmt. Systematische Fehler werden durch die systematischen Fehler des Gerätes, der Sensoren, der Eichung und der Messmethode verursacht:

1. Die Auflösung des Auswertegerätes ist besser als $\Delta T_G = 0,1 \text{ K}$
2. 2-Draht-Sensoren haben eine Auflösung von ca. $\Delta T_{S2} = 0,1 \text{ K}$
3. Die Auflösung der Thermoelemente Typ „J“ ist kleiner als $\Delta T_J = 0,5 \text{ K}$
4. Der Kalibrierfehler ist $\Delta T_K = 0,1 \text{ K}$
5. Der durch Temperaturdifferenz zwischen dem Sensor und der zu messenden Temperatur verursachte Fehler wurde als $\Delta T_M = 0,2 \text{ K}$ geschätzt.

Die gesamte systematische Fehler beträgt somit

$$(\Delta T_{\text{sys}})_{S2} = \sqrt{\sum_i (\Delta T_i)^2} = \sqrt{0,1^2 + 0,1^2 + 0,1^2 + 0,2^2} = 0,264 \approx 0,3 \quad (4-1)$$

$$(\Delta T_{\text{sys}})_J = \sqrt{\sum_i (\Delta T_i)^2} = \sqrt{0,1^2 + 0,5^2 + 0,1^2 + 0,2^2} = 0,557 \approx 0,6 \quad (4-2)$$

Der zufällige Fehler wird als Abweichung bei gemessenen Werten vom Mittelwert nach der Formel $\Delta T_{\text{ZUF}} = t_R \cdot S_n$ bestimmt, wobei

$t_R = 3,182$ – der Korrekturfaktor für 95 % statische Sicherheit bei mindestens 3 Einzelmessungen der jeweiligen Temperaturen nach t -Verteilung entsprechend Student

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum_i (T_i - T_{\text{mitt}})^2}{n(n-1)}} \quad \text{– die Varianz der Stichprobe}$$

T_{mitt} – der Mittelwert

n – Anzahl der Messungen

Der aus mehreren Einzelmessungen der Temperaturen eines Messpunktes im stationären Zustand ermittelte Wert für S_n beträgt für Widerstandsthermometer im Kryostat $S_n = 0,037$ und für Thermoelemente in der Kompressor-Einheit $S_n = 0,018$. Damit ergeben sich für die zufälligen Fehler der Temperaturmessung die Werte

$$\Delta T_{\text{ZUF}} = t_R \cdot S_n = 3,18 \cdot 0,037 = 0,117 \approx 0,12 \text{ K (Pt 100)} \quad (4-3)$$

$$\Delta T_{\text{ZUF}} = t_R \cdot S_n = 3,18 \cdot 0,018 = 0,057 \approx 0,06 \text{ K (Typ „J“)} \quad (4-4)$$

Der maximale absolute Temperaturfehler beträgt somit

$$\Delta T_{S2} = 0,42 \text{ K}$$

$$\Delta T_J = 0,66 \text{ K}$$

4.2.4.2 Druckmessung

Die Druckmessungen wurden mit Drucksensoren der Fa. WIKA (Kaltteil der Kaskade, Gas-Management-System für den Stickstoffkreislauf) sowie mit den Manometern (Kompressor-Einheiten) durchgeführt.

Alle Druckaufnehmer und fast alle Messstellen befinden sich außerhalb des Kryostats. Die einzigen Messstellen im Kryostat befinden sich vor und nach der Drossel im Gemischkreislauf und sind durch Kapillarleitungen mit den Sensoren von Typ 9013539 (Niederdruck, Messbereich 0 bis 6 bar, relativ) und 9073922 (Hochdruck, Messbereich 0 bis 25 bar, relativ) verbunden. Die gleichen Sensoren wurden auch in dem „Gas-Management-System“ des Stickstoffkreislaufs verwendet. Als Ausgangssignal wird dabei der Strom im Bereich von mA bereitgestellt, der nachfolgend in ein Spannungssignal umgewandelt und zur Auswerteeinheit übertragen wird.

Die Druckmessung am Hochdruckstickstoffstrom am Eingang in den Kryostat erfolgte mit dem Messgerät vom Typ 909.40.500 (Serie „Tronic-Linie“, Fa. WIKA) mit Sensor Typ 891.13.590 (Messbereich 0 bis 25 bar, relativ).

Der absolute Druckmessfehler bei Drucksensoren ist angegeben mit:

$$\Delta p_{\text{HD}} = 0,1 \text{ bar für Typ 9073922 und Typ 891.13.590}$$

$$\Delta p_{\text{ND}} = 0,05 \text{ bar für Typ 9073922 und Typ 9013539}$$

Zur visuellen Beobachtung der Druckniveaus vor- bzw. nach dem Kompressor dienen die in der Einheit eingesetzten Manometer mit Genauigkeitsklasse „1“. Das Hochdruckmanometer hat einen Messbereich 0 ... 30 bar und Teilstriche von 1 bar. Das Niederdruckmanometer hat einen Messbereich 0 ... 10 bar und Teilstriche von 0,2 bar. Die Fehlergrenzen für diese Manometer betragen: $\pm 0,3$ bar (Hochdruckmanometer) und $\pm 0,1$ bar (Niederdruckmanometer).

4.2.4.3 Durchflussmessung

Zur Durchflussmessung wurden thermoelektrische Durchflussmessgeräte (geheiztes Messröhrchen) der Firma Hastings eingesetzt.

Das in der Hochdruck-Stickstoffleitung des Stickstoffkreislaufs eingesetzte Gerät ist vom Typ HFC202D. Das Gerät hat ein Messbereich von 0 ... 30 Standard-l/min (slpm) oder 0 ... 1,8 m³/Std. Die Messgenauigkeit beträgt 1 % bei einer Reproduzierbarkeit von 0,05 %, bezogen auf den Messbereich (Herstellerangabe).

Das im Gemischkreislauf eingesetzte Gerät wird als Typ HFM 201 bezeichnet. Das Gerät hat ein Messbereich von 0 ... 6 m³/Std. Die Messgenauigkeit beträgt 1 % bei einer Reproduzierbarkeit von 0,2 %, bezogen auf den Messbereich (Herstellerangabe).

Die Abdampfrate des Stickstoffs am Ausgang aus dem Kryoblock wurde bei Umgebungstemperatur mit Hilfe von zwei Gaszählern der Fa. Elster (je nach zumessendem Volumenstrom) durchgeführt. Das Gerät mit Messbereich 0,06 ... 10 m³/Std hat einen maximalen Messfehler von 0,2 % · Messwert (Herstellerangabe). Der Gaszähler mit Messbereich 0,006 ... 0,625 m³/Std. hat den maximalen Messfehler von 0,5 % · Messwert (Herstellerangaben).

4.2.4.4 Leistungsmessung

Zum Messen der Energieaufnahme der Kompressoren wurden die Leistungsmessgeräte der Fa. Yokogawa (Typ 2534, einsetzbar für einphasige Schaltungen) und Fa. MF Vertrieb elektronischer Messgeräte und Systeme GMBH (Typ PA4400A, einsetzbar für einphasige sowie für dreiphasige Schaltungen) verwendet.

Für den Messfehler des Gerätes der Fa. Yokogawa gilt nach Herstellerangaben die folgende Berechnungsgleichung:

$$\text{Fehler} = 0,1 \% \cdot \text{Messbereich} + 0,4 \% \cdot \text{Ableserwert.} \quad (4-5)$$

Bei einer Klemmenleistung von 900 W und einem Messbereich von 5 A und 300 V beträgt der absolute Fehler 5,1 W.

Das Gerät Typ PA4400A ist für eine einphasige sowie auch für eine dreiphasige Schaltung einsetzbar. Für den Messfehler des Gerätes Typ PA4400A (betrieben in einphasiger Schaltung) gilt nach Herstellerangaben die folgende Berechnungsgleichung:

$$\text{Fehler} = 0,1 \% \cdot \text{Messbereich} + 0,1 \% \cdot \text{Ablesewert.} \quad (4-6)$$

Bei einer Klemmenleistung von 900 W (wie bei oberem Beispiel) und einem Messbereich von 3,5 A und 220 V beträgt der absolute Fehler 1,7 W.

4.2.4.5 Gemischzusammensetzung

Die Gemischzusammensetzungen wurden mit einem Gaschromatograph vom Typ SRI 8610C (Firma SRI Instruments) durchgeführt. Dabei wurde die mitgelieferte Software für Windows, PeakSimple (Version 2.08) eingesetzt. Die Fehler bei den Messungen der Gemischzusammensetzung ist angegeben mit: $\Delta z = 0,02 \text{ mol/mol}$.

4.2.5 Test des Gemisch-Kompressors

Der eingesetzte Kompressor für den Gemischkreislauf ist ein vollhermetischer Rollkolbenkompressor der Firma L'Unite Hermetique, Typ RK5518E, mit einem Ansaugvolumen (Hubvolumen) von $24,4 \text{ cm}^3$. Die üblichen Einsatzbereiche für solche Kompressoren sind Klima- bzw. Kälte- und Wärmepumpenanwendungen, wo derartige Kompressoren äußerst zuverlässig sind und bis zu 50.000 Stunden wartungsfreien Betrieb (mit Kältemittel R22, R134a, R407C etc.) erreichen.

Das Ziel der durchgeführten Versuche war es, die Charakteristika des Liefergrades im Betrieb mit leichteren Gasen mit größeren Werten des Isentropenexponenten zu ermitteln.

Die Abbildung 4-7 zeigt einige ermittelte Werte für den Liefergrad des Kompressors beim Einsatz von Stickstoff als Arbeitsgas. Zum Vergleich sind hier noch die Werte für das üblicherweise verwendete Kältemittel R22 eingetragen (Datenquelle: Angaben für RK5518E aus [28] mit folgenden Nominalbedingungen: Sauggasüberhitzung 11 K, Flüssigkeitstemperatur am E-Ventil $+46 \text{ }^\circ\text{C}$, Verflüssigungstemperatur $+54,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{umg}} = +35 \text{ }^\circ\text{C}$).

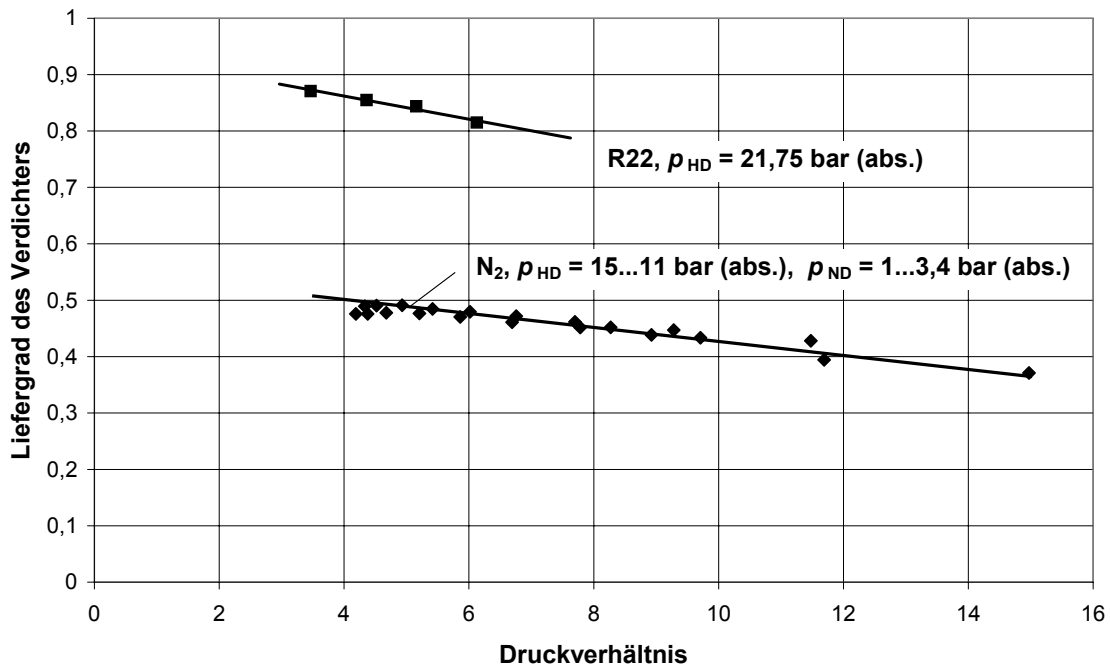


Abbildung 4-7: Liefergrad des Verdichters (exemplarische Messungen)

Bei dem Kältemittel R22 hängt der Liefergrad nur vom Druckverhältnis bzw. dem Niederdruck ab, da der Hochdruck durch die Verflüssigungstemperatur bestimmt wird. Der übliche Einsatz dieses Kompressor im Klimabereich mit R22 als Kältemittel hat relativ hohe Niederdrücke zufolge, so dass das Druckverhältnis klein bleibt.

Der Hochdruck im Gemisch-Kreislauf stellt einen freien Parameter dar, er hängt von der im Kreislauf zirkulierenden Gemischmenge, sowie von den Einstellungen des Drosselventils ab. Der Liefergrad ist also von beiden Drücken abhängig. Aus Abbildung 4-7 ist zu erkennen, dass die für Stickstoffgas ermittelten Werte für den Liefergrad deutlich niedriger als im Falle von R22 liegen. Der untersuchte Verdichter weist also keine besonderes gute Effektivität beim Einsatz für leichte kryogene Stoffe wie Stickstoff oder Gemische auf N₂-Basis, mit großen Isentropenexponenten auf.

Eine viel günstigere Lösung in Hinblick auf den Kompressorliefergrad ist der Einsatz eines baugleichen Verdichters der Firma Mitsubishi Electric. Dieser wurde an der Universität Karlsruhe durch die Arbeitsgruppe von Prof. Oellrich vermessen [29]. Ein Liefergrad von $\lambda = 0,74$ beim Druckverhältnis von $\Pi = 9$ wurde dort erreicht.

Außer dem in der Anlage eingesetzten Verdichter RK5518E der Firma L'Unite Hermetique wurden im Rahmen der experimentellen Arbeiten noch einige vollhermetische Rollkolbenkompressoren der Firma Daikin, Typ RV35 und RV45, getestet. Die ebenfalls gemessenen Werte für isentrope Wirkungsgrade der Kompressoren beim Einsatz für verschiedene Arbeitsgase (Stickstoff, Methan) lagen für Druckverhältnisse von $\Pi = 5 \dots 15$ immer niedriger als $\eta_{is} = 0,4$.

4.2.6 Test der Kältemaschine

4.2.6.1 Planung der Experimente

Der Verlauf der Experimente war entsprechend dem Testvorgang unterschiedlich. Zur Inbetriebsetzung der Kältemaschine mit dem primären Ziel, Hochdruckstickstoff zu verflüssigen, wurde folgendes durchgeführt:

1. Das Gemisch wurde in einem speziellen Behälter präpariert (die Komponenten wurden entsprechend über jeweiligen Partialdrücke eingefüllt, das Gemisch durch Heizen im unteren Teil gemischt, die Zusammensetzung des fertigen Gemisches gemessen).
2. Die Kältemaschine wurde mit dem Gemisch gefüllt.
3. Die Vorkühlanlage wurde zuerst in Betrieb genommen mit dem Ziel, den Hochdruck-Gemischstrom vor dem Ölabscheider abzukühlen (der Kaltteil der Anlage wurde geschlossen gehalten, das Anlaufen des Gemisch-Kompressors wurde über die Bypassleitung in der Kompressor-Einheit ermöglicht).
4. Der Kaltteil der Anlage wurde für den Gemischstrom „freigegeben“; während der Abkühlung bzw. Kondensation des Gemisches im WÜ wurde weiteres Gemisch nachgefüllt, das Drosselventil wurde nachgestellt, um günstige Betriebsparameter einzuhalten.
5. Nach erfolgtem Abkühlen der Anlage wurde Hochdruckstickstoff in den Kryostat geführt, der gewünschte Durchsatz durch das dortige Drosselventil eingestellt, bei Bedarf weiteres Gemisch nachgefüllt.
6. Dabei wurde regelmäßig die Gemisch-Zusammensetzung im Kreislauf kontrolliert (am Eingang sowie am Ausgang der Kompressor-Einheit) und bei Bedarf durch Nachfüllen der entsprechenden Gemischkomponenten geändert.
7. Die Verflüssigungsrate des Stickstoffs wurde im stationären Betriebszustand der Anlage gemessen, relevante Anlagenparameter aufgenommen, Ablassen von dem in den Filter gesammelten abgeschiedenen Öl wurde diskontinuierlich (je nach Niveaugrenze in Schaugläser) durch Ventile RV6 und RV7 durchgeführt. Die Kondensation der Gemisch-Komponenten in den Filter wurde durch die angemessene Wahl der Vorkühltemperatur vor der Ölabscheider-Einheit vermieden.
8. Die Anlage wurde bis auf Umgebungstemperatur aufgewärmt, der größte Teil der Gemischmenge in den Pufferbehältern „gespeichert“.

Zum Untersuchen der in Kapitel 3.8 erwähnten Möglichkeit für selbstgeregeltes Anpassen der Gemisch-Kältemaschine im Teillastbetrieb wurde die Stickstoffverflüssigung bei unterschiedlichen Massenströmen und zwei verschiedenen Hochdruckniveaus realisiert. Diese Untersuchungen mit variablen Kühllasten wurden bei unveränderten Betriebseinstellungen des Gemisch-Kreislaufs sowie unveränderter Füllmenge und Zusammensetzung des 4-Komponenten-Gemisches (C_3H_8 , C_2H_4 , CH_4 , N_2) durchgeführt. Ausgangspunkt war dabei die bereits in Betrieb genommene Anlage (Kap. 4.6.2.1) mit einer bestimmten Gemischmenge in den Pufferbehältern sowie in der Kompressor-Einheit und im Kaltteil.

Der Verlauf dieses Versuches war folgender:

1. „Kaltfahren“ der Gemisch-Kältemaschine mit Nachfüllen des Gemisches aus den Pufferbehältern und Einstellung des Drosselorgans (entsprechend den Pkt. 3-4 bei der Inbetriebnahme).

2. Start des Verflüssigungsvorgangs (Einlass des Hochdruckstickstoffs in den Kryostat), weitere Verstellungen des Drosselventils in der Gemisch-Kältemaschine bzw. weiteres Nachfüllen von Gemisch aus den Pufferbehältern.
3. Erreichen des stationären Zustands der Anlage mit konstanter Verflüssigungsrate von Stickstoff, Aufnahme Messwerte, Kontrollieren der Gemisch-Zusammensetzung.
4. Veränderung des Stickstoffdurchsatzes bzw. des Hochdruckniveaus, Übergang zu einem neuen stationären Zustand bei unveränderter Einstellung des Drosselventils in dem Gemischkreislauf.
5. Wiederholen von Vorgang 3 und 4.
6. Überführen der Anlage in Stand-by-Betrieb (z.B. über Nacht) mit Hilfe des Bypassventils in der Kompressor-Einheit sowie durch Öffnen der Ölablassventile (ohne Kühllast, ohne Änderung der Einstellungen an dem Drosselventil).
7. Wiederholen von Vorgang 4 und 6, Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse.
8. Aufwärmen der Anlage bis auf Umgebungstemperatur, Vermessen der im Kreislauf zirkulierenden Gemischmenge beim Entweichen aus dem Gemisch-Kreislauf.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung werden in dem folgendem Abschnitt dargestellt.

4.2.6.2 Versuchsergebnisse, Auswertung

Der typische Abkühlvorgang der Gemisch-Kältemaschine für den Start ab Raumtemperatur mit bereits in der Anlage gespeichertem Kältemittel ist in Abbildung 4-8 und Abbildung 4-9 zu sehen. Die Absenkung der Drücke während der Anlaufperiode der Vorkühlanlage vor und nach der Drossel im Gemischkreislauf ist auf die Kondensation des Propans im verbleibenden Gemisch im Kaltteil zurückzuführen.

Die Abkühlzeit der Gemisch-Kältemaschine bis zu Temperaturen unterhalb 95 K erfolgt innerhalb ca. einer Stunde. Im nachfolgendem Betrieb der Anlage mit der Kühllast wird der erste Stickstoff bereits in wenigen Minuten verflüssigt. Das Erreichen des stationären Verflüssigungszustands dauert allerdings wesentlich länger.

Zur Untersuchung des selbstregelnden Verhaltens der Gemisch-Anlage für den Fall veränderter Kühllast sind einige Ergebnisse (Temperatur- und Druckverlauf) in Abbildung 4–10 und Abbildung 4–11 dargestellt. Der Anfang der Stickstoffverflüssigung erfolgt aus dem stationären Zustand der Anlage ohne Kühllast. Nach ca. 100 ... 120 Minuten erreicht man bereits stabile Ergebnisse mit unveränderter Verflüssigungsrate von Stickstoff. Bei Erhöhung des Stickstoff-Durchsatzes, steigt das Hochdruckniveau in der Gemisch-Anlage. Dies ist auf die größere Verdampfungsrate des Gemisches im WÜ bei vergrößerter Kühllast zurückzuführen. Der Niederdruck in der Anlage steigt jedoch nur unwesentlich im Vergleich mit dem Hochdruck an. Die Übergangsphase zu einem neuen stationären Zustand dauert ca. 80 Minuten.

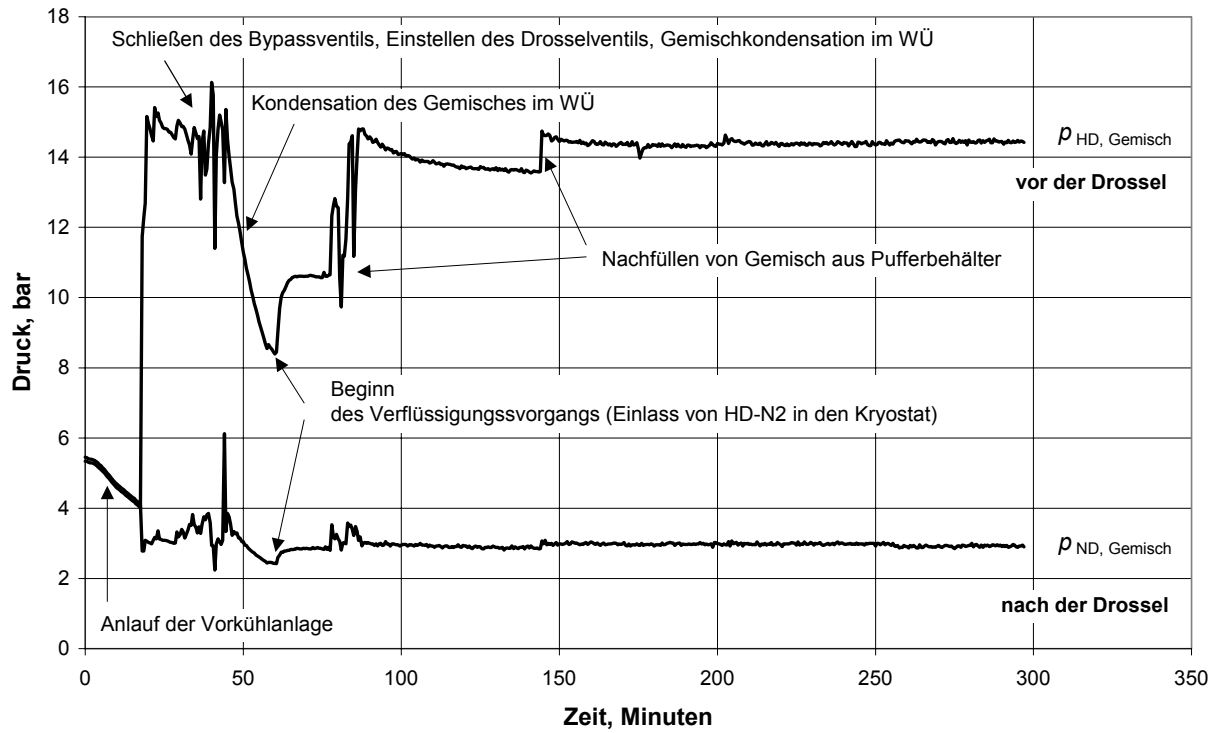


Abbildung 4-8: Druckverlauf während der Abkühlung

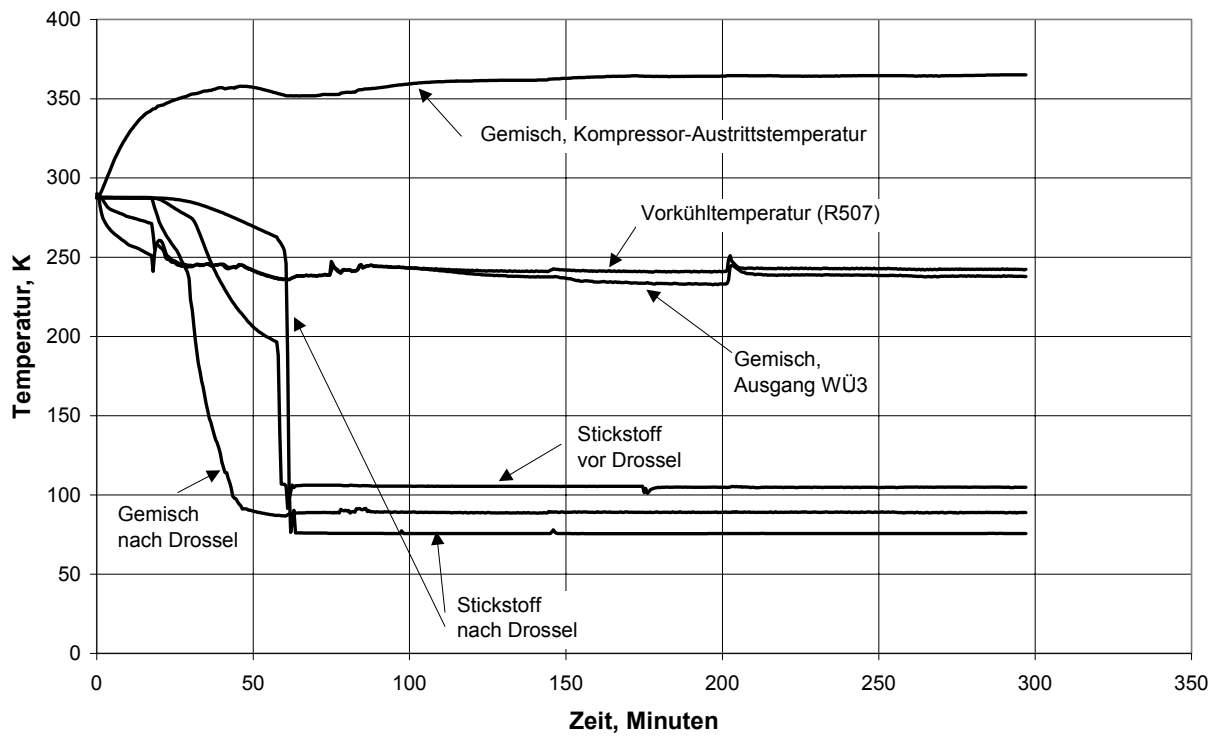


Abbildung 4-9: Temperaturverlauf während der Abkühlung

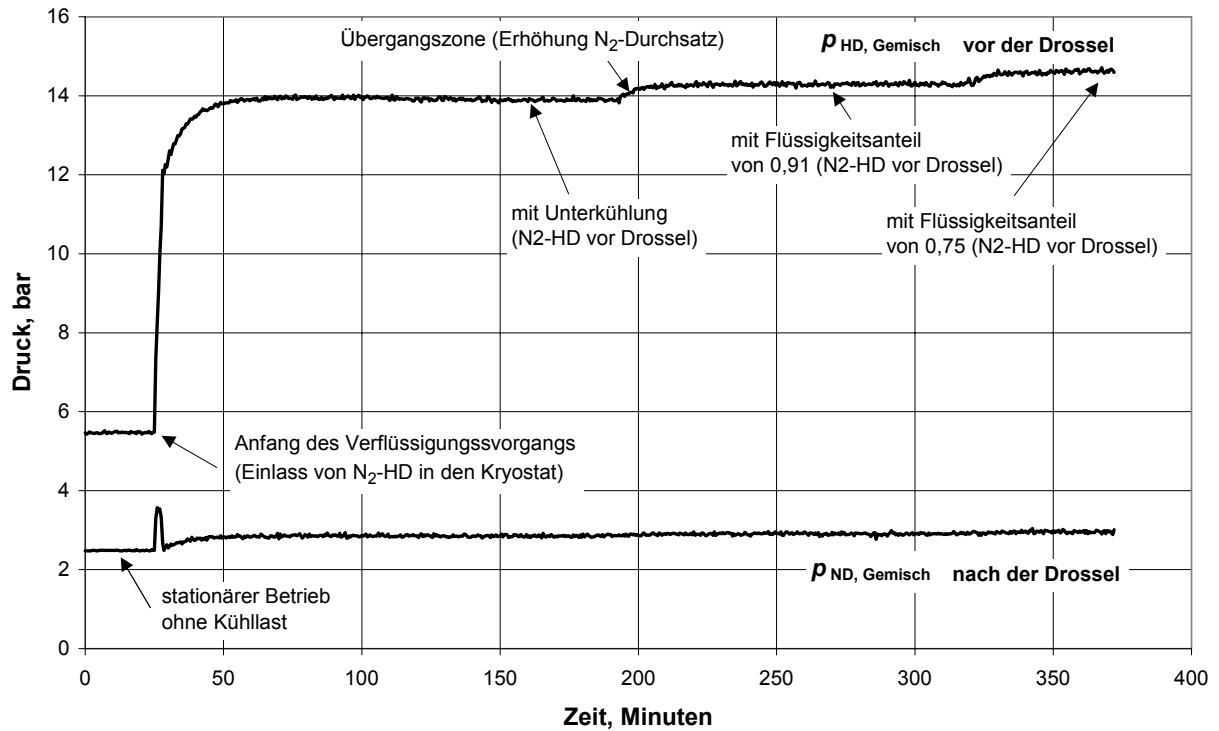


Abbildung 4-10: Untersuchung des selbstregelnden Verhaltens der Gemisch-Kältemaschine. Druckverlauf bei Erhöhung des Stickstoffdurchsatzes, $p_{N_2} = 12$ bar

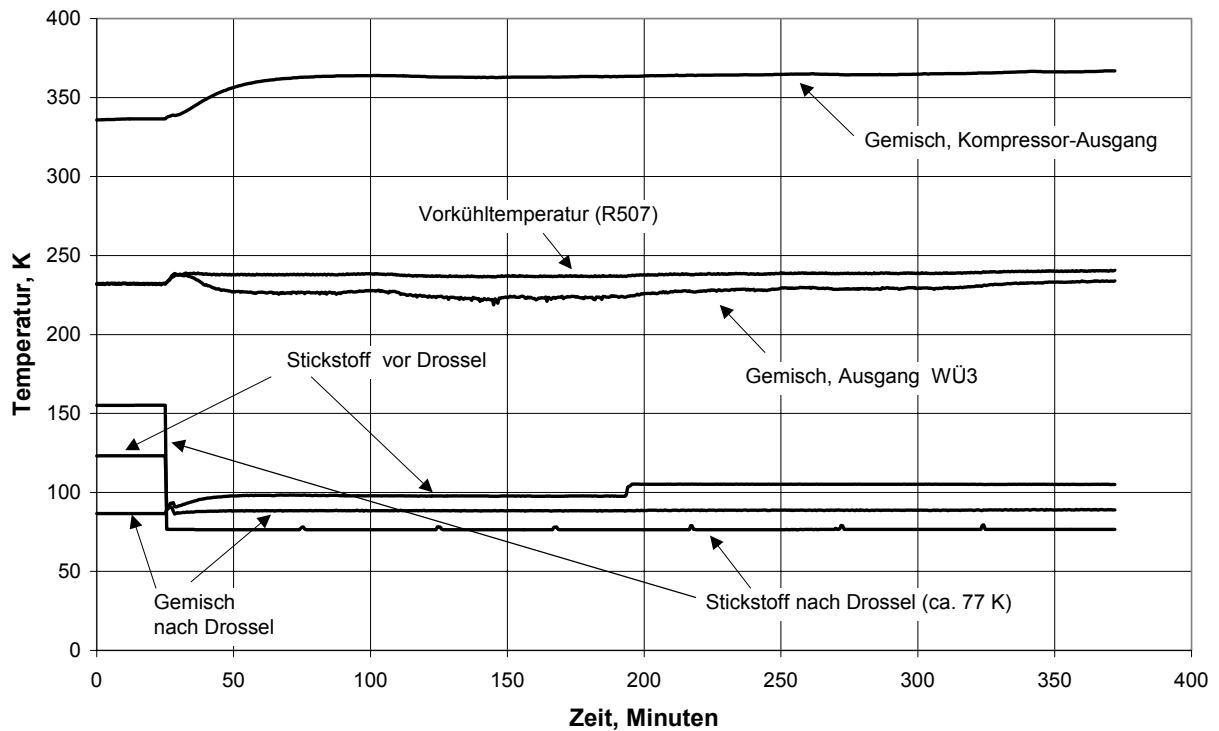


Abbildung 4-11: Untersuchung des selbstregelnden Verhaltens der Gemisch-Kältemaschine. Temperaturverlauf bei Erhöhung des Stickstoffdurchsatzes, $p_{N_2} = 12$ bar

Insgesamt wurde eine Reihe von Versuchen durchgeführt. Die Versuchsergebnisse für Stickstoffverflüssigung bei 8 bar und 12 bar wurden gesammelt für unterschiedliche Stickstoffdurchsätze bei konstant gehaltenen Einstellungen im Gemischkreislauf.

Hier ist also das selbstregelnde Verhalten der Gemisch-Kältemaschine zu beobachten. Je kleiner der Stickstoffstrom ist, desto höher der Flüssiganteil (Abbildung 4-12).

Die Veränderung der Kühllast (Enthalpiedifferenz des Hochdruckstickstoffs am Eingang in den Kryostat und vor dem Drosselventil) sowie des Energieverbrauchs der Gemisch-Anlage (zusammen mit Vorkühlanlage) ist in Abbildung 4-13 zu sehen.

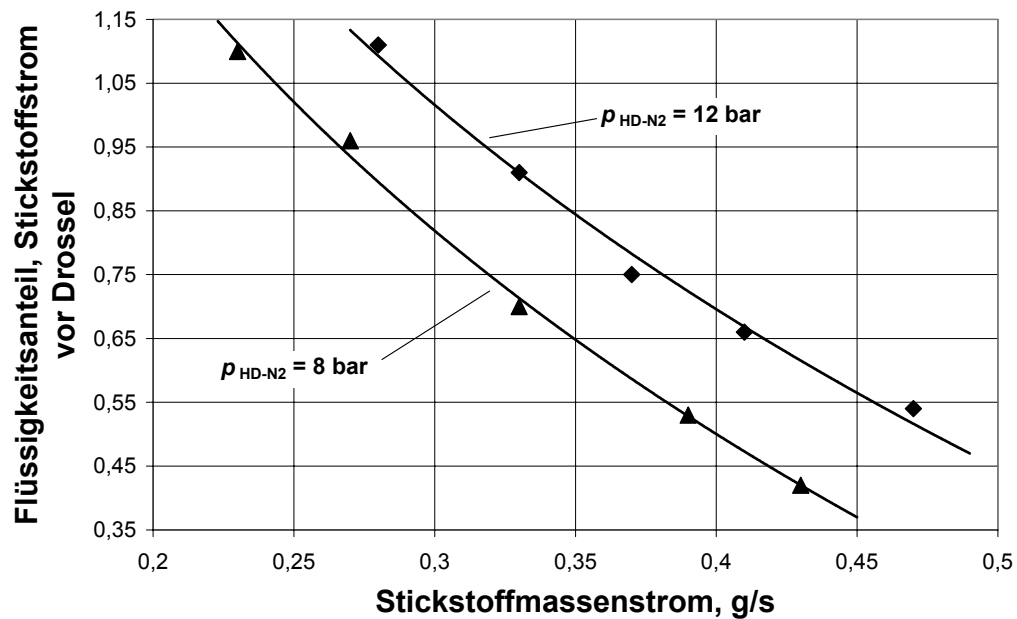


Abbildung 4-12: Selbstregelndes Verhalten der Gemisch-Kältemaschine

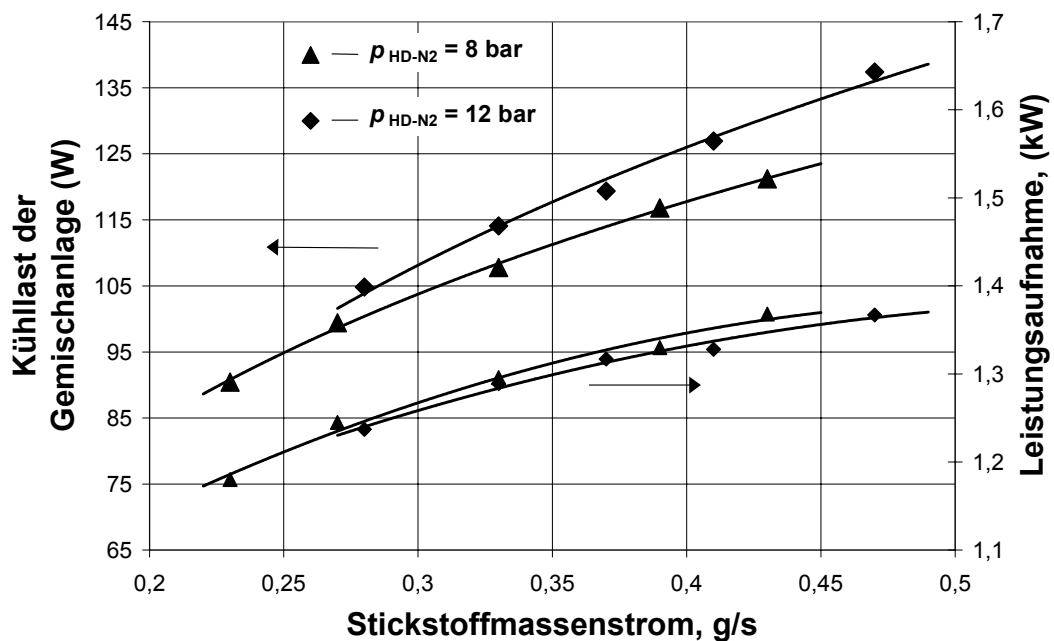


Abbildung 4-13: Kühllast und Energieverbrauch bei der Gemisch-Kältemaschine

Die Veränderung der Betriebsdrücke des Gemischkreislaufs sowie die Veränderung der wichtigsten Temperaturen nach dem Übergang in den stationären Zustand zeigen die Abbildungen 4-14 und 4-15 (dargestellt für $p_{N_2} = 12$ bar).

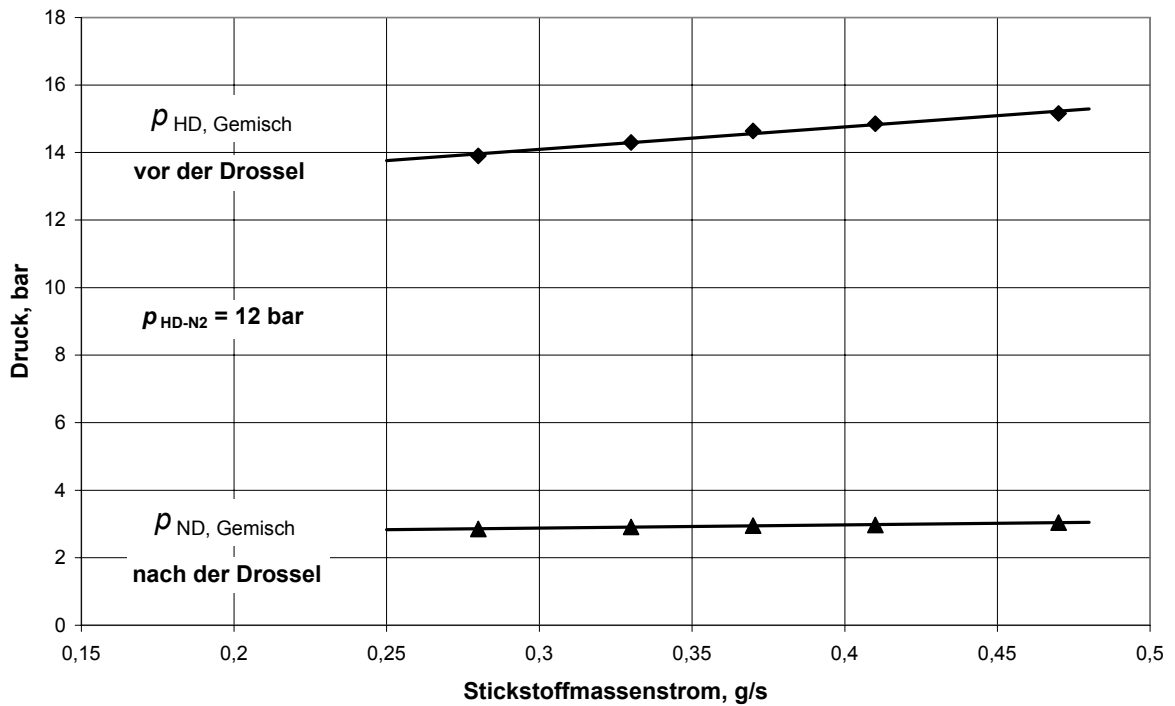


Abbildung 4-14: Veränderung der Betriebsdrücke im Gemischkreislauf

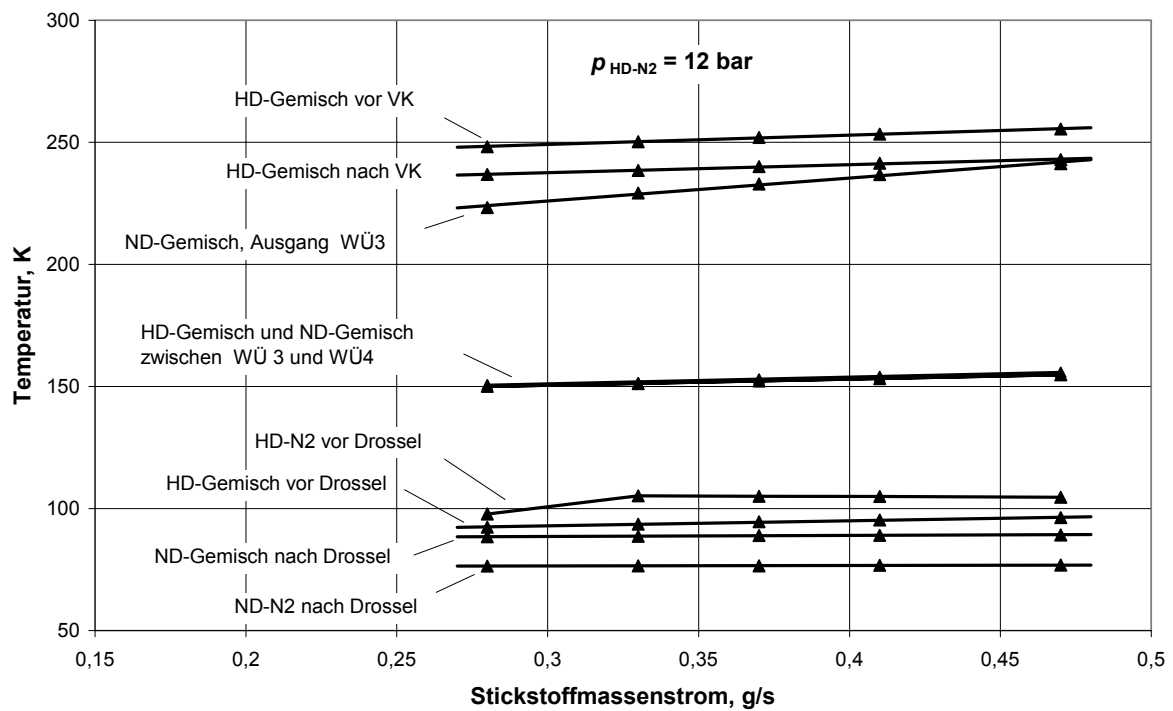


Abbildung 4-15: Veränderung der wichtigsten Temperaturen im Kryoblock

Die Zusammensetzung des im Kaltteil zirkulierenden Gemisches wurde im Verlauf der Versuche auf der ND-Seite sowie auf der HD-Seite der Kältemaschine kontrolliert. Es wurden keine erheblichen Veränderungen festgestellt. Die Ergebnisse einiger Messungen der Gemischzusammensetzung auf der ND-Seite der Anlage sind für einen Betriebszustand mit $p_{N_2} = 12$ bar in Tabelle 4-2 dargestellt.

Tabelle 4-2: Messungen der Gemischzusammensetzung (Auszug)

Messung #	Stickstoff, mol %	Methan, mol %	Ethylen, mol %	Propan, mol %
1	35,4	28,2	16,5	19,9
2	36,3	27,5	16,5	19,7
3	35,3	28,0	16,8	19,9

Die jeweils ermittelten Werte für den Carnot-Wirkungsgrad der Gemisch-Kältemaschine sind in Abbildung 4-16 zu sehen.

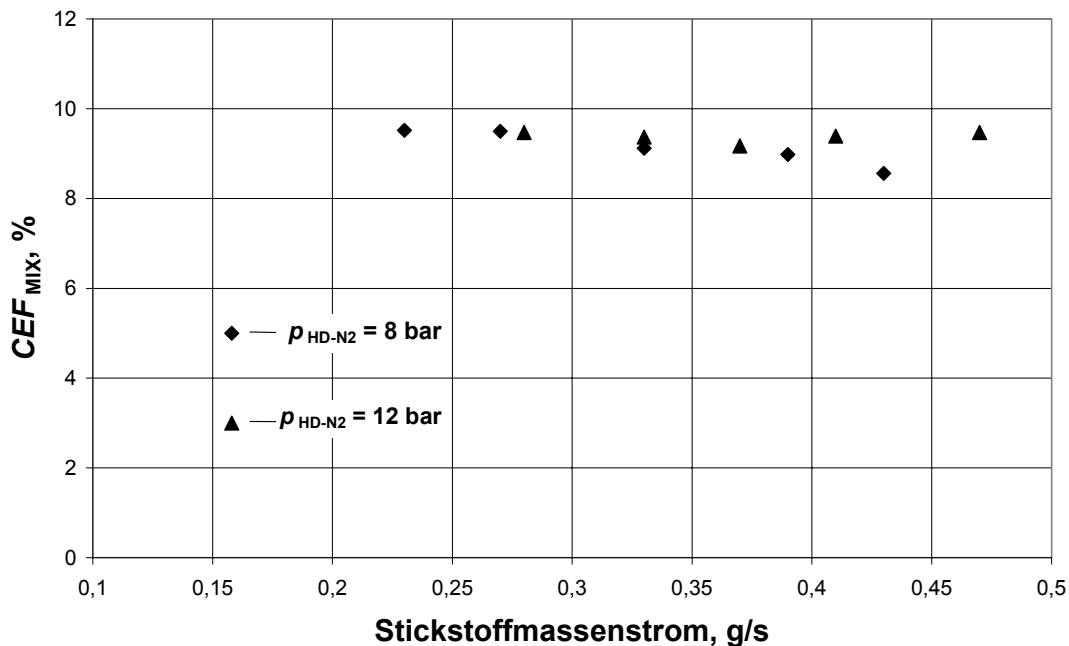


Abbildung 4-16: Carnot-Wirkungsgrade der Gemisch-Kältemaschine

4.2.6.3 Gewonnene Erkenntnisse

Inbetriebsetzung der Gemisch-Kältemaschine, Betriebserfahrung:

- Beim Anlauf der Gemisch-Kältemaschine direkt via Kaltteil ohne Vorkühlung des HD-Gemischstromes vor Ölabscheider und Bypass des Gemischstromes in der Kompressor-Einheit kann es zum Verstopfen der Drossel bei ca. 220 K führen. Dies kann mit Sicherheit auf das Ausfrieren des mitgerissenen Öls im Kaltteil der Anlage zurückgeführt werden.
- Das „Kaltfahren“ (Abkühlung) der Gemisch-Kältemaschine wurde mit ständig nachgestelltem Drosselventil durchgeführt. Dies wird auf die Veränderung des

Flüssigkeitsanteils im WÜ vor der Drossel zurückgeführt. Der Einsatz eines „intelligenten“ Drosselorgans, das sich der Temperatur entsprechend selbst umstellen könnte, wäre hier von großem Vorteil.

- Die Abkühlung der Anlage mit Nachstellen der Drossel kann sehr rapide gehen, so dass die tiefste Temperatur im Kreislauf (niedriger als 95 K) in weniger als einer Stunde erreicht werden kann (Abbildung 4-9).
- Bei der Abkühlung der Anlage kondensieren die Gemischkomponenten im WÜ, so dass der Hochdruck in der Anlage ständig absinkt. Daher muss Gemisch nachgefüllt werden. Mit Start der Stickstoffverflüssigung kehrt sich dies um – das Gemisch verdampft im WÜ wegen der Kühllast, der Hochdruck steigt. Die für den günstigen Betrieb der Anlage notwendige Gemischmenge hängt also sehr stark von dem inneren Volumen des WÜ ab und wurde bei der Durchführung der Experimente mittel „try and error“-Methode gefunden.
- Die Zusammensetzung des präparierten Gemisches unterscheidet sich von dem im Kreislauf zirkulierenden. Das zirkulierende Gemisch wird an Ethylen und Propan abgereichert, so dass diese Komponenten bei Bedarf nachgefüllt werden sollten.
- Die Temperatur des HD-Gemischstromes am Ausgang von WÜ4 liegt immer tiefer als die Temperatur des Stickstoffstromes vor der Drossel, so dass eine relativ große Temperaturdifferenz zwischen HD-Gemischstrom und HD-Stickstoffstrom am kalten Ende von WÜ4 entsteht. Im unteren Teil von WÜ4 kühlt also der ND-Gemischstrom zuerst den HD-Gemischstrom ab.
- Die Druckverluste im WÜ betragen im stabilisierten Betriebszustand weniger als 0,3 bar für HD-Seite (zusammen WÜ 2, VK 2, WÜ 3, WÜ 4) und ca. 1 bar für ND-Seite (zusammen WÜ 2, WÜ 3, WÜ 4). Es wurde festgestellt, dass der WÜ (gesamt) überdimensioniert gebaut wurde. Der Pinchpunkt in der Mitte des WÜ kann weniger als $\Delta T = 1$ K betragen (gemessen).
- Der eingesetzte Rollkolbenkompressor lief sehr stabil und zuverlässig, bei einem Ansaugdruck von ca. 2 bar und einem Hochdruck von weniger als 16..17 bar. Eine weitere Steigerung des Hochdruckes führte zum selbsttätigen Abschalten des Kompressors (Überhitzungsschutz).
- Mit Absenken des Druckniveaus hinter der Drossel mit Abfallen der Temperatur unter 80–85 K wurde die Bildung einer Festphase im Kaltteil festgestellt. Diese führte zur Blockade der Drosselvorrichtung und in Folge zu einer rapiden Absenkung des Ansaugdrucks im Kompressor. Nach erfolgten Gegenmaßnahmen zum Aufwärmen (Öffnen der Bypassleitung in der Kompressor-Einheit zur Erhöhung des Saugdrucks, Nachstellen des Drosselventils) lief die Anlage anschließend nach kurzer Zeit wieder wie vorher.
- Nach Aufwärmen der Anlage bis auf Umgebungstemperatur und „Speichern“ des größten Teils des Gemisches in den Pufferbehältern wurde der Start der Anlage und der Übergang zum stationären Zustand mit gleichem Stickstoffdurchsatz mehrmals wiederholt. Die Anlage lieferte jeweils reproduzierbare Ergebnisse. Kleinere Unterschiede in den Betriebsdrücken bzw. in der Verflüssigungsrate waren auf leicht unterschiedliche verbliebene Gemischmengen in den Puffervolumina sowie leicht unterschiedliche Einstellungen des Drosselventils der Gemisch-Anlage zurückzuführen.

Untersuchungsergebnisse für das Verhalten der Anlage unter variabler Kühllast:

- Beim Durchführen der Experimente war ein selbstregelndes Verhalten der Gemisch-Kältemaschine zu beobachten. Das Verringern des Stickstoffdurchsatzes führte bei unveränderter Einstellung des Gemischkreislaufs zur Verringerung der Kühlleistung. Dabei verringern sich auch die Betriebsdrücke. Beeinflusst ist im Wesentlichen nur der Hochdruck-Gemischstrom. Das Niederdruckniveau ändert sich vergleichsmäßig wenig (Abbildung 4-14), so dass das Druckverhältnis fast unverändert bleibt. Der Energieverbrauch der Gemisch-Kältemaschine sinkt (Abbildung 4-13), der Flüssigkeitsanteil in dem HD-Stickstoffstrom steigt an (Abbildung 4-12).
- Der Pinchpunkt für das im Kreislauf zirkulierende Gemisch befindet sich in der Mitte des Wärmeübertragers und verschiebt sich mit sinkendem Stickstoffdurchsatz zu etwas tieferer Temperatur. Die Temperaturdifferenz am warmen Ende von WÜ3 wird dabei immer größer (Abbildung 4-15).
- Der Carnot-Wirkungsgrad der Kältemaschine ändert sich für den ganzen Bereich von eingestellten Stickstoffmassenströmen nicht allzu drastisch, so dass die Kälteanlage in einem großen Kühllastbereich gleich effektiv bleibt. Im Allgemeinen hängt seine Absenkung bzw. sein Anstieg, auf den Stickstoffdurchsatz bezogen, von vielen Faktoren ab (Zusammensetzung des Gemischkältemittels bzw. Verteilung der Pinchpunkte im WÜ, Geometrie des WÜ, Änderung des Wirkungsgrades der Verdichter usw.). Zur Erläuterung der untersuchten Fälle kann man hier nun Folgendes konstatieren:
 - Der Liefergrad sowie der Wirkungsgrad des eingesetzten Gemisch-Kompressors ändert sich bei fast unverändertem Druckverhältnis und leicht veränderlichem Niederdruck nicht stark. Der Verbrauch des Verdichters nimmt ab, da der Massenstrom (stark von dem Saugdruck abhängig) im Gemisch-Kreislauf abnimmt.
 - Der Verbrauch der Vorkühlanlage nimmt mit sinkendem Stickstoffmassenstrom ebenfalls ab. Dies ist nun auf das zirkulierende Gemisch zurückzuführen. Die Kühlung des HD-Gemisch- bzw. Stickstoffstroms mit ND-Gemisch in WÜ2 erfolgt mit sinkendem Stickstoffstrom bis auf etwas tiefere Temperatur (Abbildung 4-15). Dementsprechend kann auch die Vorkühlanlage etwas „kälter“ fahren, die Vorkühltemperatur am Ausgang aus dem VK2 sinkt also ab.

Die ermittelten Carnot-Wirkungsgrad-Werte sind allerdings unerwartet niedrig. Die Ermittlung der „Verlustquellen“ sowie der potentiell erreichbaren Effektivität bezüglich der Gemisch-Stickstoff-Kaskade wird im folgenden Kapitel 4.3 unter Betrachtung des geschlossenen Stickstoffkreislauf diskutiert.

- Alle dargestellten Versuchsergebnisse sind reproduzierbar. Die Veränderung des Stickstoffdurchsatzes wurde in „beide“ Richtungen durchgeführt. Der Betrieb der Anlage ohne Kühllast erfolgte bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 2,2$.

Überlegungen zum Anpassen der Gemisch-Stickstoff-Kaskade für den Teillastbetrieb:

Für den vorher bereits mehrmals angesprochenen Teillastbetrieb der Kaskade im Falle der veränderlichen (vor allem absinkenden) Stromstärke im elektrischen Kreis passt sich die Gemisch-Kältemaschine nur qualitativ an. Mit kleinerem Stickstoffdurchsatz vergrößert sich der Anteil der Flüssigkeit vor der Drossel im Stickstoffkreislauf. Die Versuchsergebnisse zeigen aber, dass die Anlage sehr „empfindlich“ bezüglich des Stickstoffmassenstroms ist (eine kleine Veränderung des Durchsatzes führt zu einer größeren Änderung des Flüssigkeitsanteils, was im optimalen Fall eher umgekehrt sein sollte, s. Kapitel 2.5). So läuft die Kältemaschine bei verändertem Strom zwar in die „richtige“ Richtung, liefert aber nicht ganz optimale Ergebnisse. Dies gilt allerdings nur unter der Voraussetzung, dass der Hochdruck im Stickstoff-Kreislauf unverändert bleibt. Geändert wird dabei nur der Stickstoffmassenstrom. Dieses kann in einer erweiterten Anlage mit geschlossenem Stickstoff-Kreislauf durch eine Drehzahlregelung des Kompressors gewährleistet werden. Das Drosselorgan im Kreislauf soll in diesem Fall auch nachregelbar sein, um das gewünschte Druckverhältnis unverändert beizubehalten. Ein „Gas-Management-System“ sollte dabei vorhanden sein.

Von besonderem Interesse erscheint hier aber ein Kälteversorgungssystem, das sich selbst („von alleine“) relativ optimal der Last anpassen kann. Im Falle der Gemisch-Stickstoff-Kaskade ist das Systemverhalten bereits von beiden Kreisläufen abhängig, nicht nur von der Gemisch-Kältemaschine. Absinkender elektrischer Strom bewirkt also die Verringerung der zum kalten Ende der SZF fließenden Wärme. Dies führt zu einer Flüssigkeitsansammlung im Stickstoffbad, was im Grunde ein „Verschwinden“ eines Teils des Kältemittels für den Stickstoffkreislauf zufolge hat. Die Drücke im Kreislauf (im Wesentlichen aber der Hochdruck) sowie der Stickstoffdurchsatz werden also dementsprechend absinken. Die genauen Endwerte sind hier jedoch wegen der großen Anzahl mitwirkender Parameter wie z.B. inneres Volumen des Kreislaufrs schwierig berechenbar. Das Verhalten der Gemisch-Anlage bezüglich des Flüssigkeitsanteils im Stickstoffstrom am Ausgang aus dem Wärmeübertrager ist infolgedessen auch schlecht vorhersagbar. Eine zusätzliche Untersuchung wäre hier also notwendig.

Die günstigste Lösung zur Anpassung der Kaskade an den Teillastfall liegt offensichtlich bei geregelter Gemisch- und selbstregelndem Stickstoff-Kreislauf. Wie bereits in Kapitel 3.8 erwähnt, kann zur Regelung des Gemisch-Kreislaufrs auch ein drehzahl geregelter Verdichter und ein regelbares Drosselventil eingesetzt werden. Der Stickstoff-Kreislauf wird nicht geregelt. Die gewünschte Verflüssigungsrate des Stickstoffstromes wird durch Zusammenspiel zwischen der Frequenzeinstellung am Verdichter und Regelung des Drosselventils gewährleistet. Ein „Gas-Management-System“ sollte hier unbedingt vorhanden sein. Besonders günstig kann in diesem Fall die „verbesserte“ Variante der Kaskade mit zweistufiger Kühlung der SZF (Kapitel 3.7) realisiert werden. Der Verbrauch der Kompressoren im Stickstoff-Kreislauf ist viel kleiner im Vergleich zum Kompressor der Gemisch-Kältemaschine. Die Regelung der zweiten Kühlstufe der SZF (Leitungskühlung auf dem Niveau von ca. 78 K) kann durch den Einsatz einer Kapillare als Drosselorgan für den Stickstoff-Kreislauf relativ effektiv erfolgen. Mit absinkendem Hochdruck wird also weniger Flüssigkeit durch die Kapillare entspannt, so dass eine passende Wärmeabfuhr am kalten Ende ohne zusätzliche Flüssigkeitsansammlung erfolgen kann. Die Ansammlung von flüssigem Stickstoff findet in diesem Fall nur im Stickstoffbad bei höherem Druck statt.

4.3 Untersuchung der Kaskade

Eine erweiterte Versuchsanlage wurde konzipiert, aufgebaut und in Betrieb genommen. Es wurden umfangreiche Messungen durchgeführt. Ziel war es, das Funktionsprinzip der Gemisch-Stickstoff-Kaskade, die aus einer Gemisch-Kältemaschine und einem geschlossenen Stickstoff-Kreislauf besteht, zu demonstrieren. Außerdem sollten die Verlustquellen sowie die „potentielle“ Effektivität der Kaskade ermittelt werden.

Das Fließschema des aufgebauten Versuchsstands ist in Abbildung 4-17 dargestellt. Diese Anlage besteht aus Gemisch-Kältemaschine und geschlossenem Stickstoffkreislauf. Beide sind im Kaltteil miteinander gekoppelt.

Es wurden keine Veränderungen an dem Kaltteil der Anlage sowie an der Gemisch-Kältemaschine vorgenommen. Diese wurden bereits in Kapitel 4.2.3 beschrieben.

4.3.1 Stickstoff-Kreislauf

Der Stickstoffkreislauf umfasst eine Kompressor-Einheit, Kaltteil und eine Einheit zur Regelung der Betriebsdrücke und der im Kreislauf zirkulierenden Stickstoffmenge. Zwischen Kaltteil und der Regeleinheit wurden zusätzlich ein Adsorber (AD2) und einen Trockner zur Nachreinigung des Stickstoffstroms eingebaut. Alle Blöcke sind mit flexiblen Schläuchen miteinander verbunden.

Zur Verdichtung des Stickstoffs ist eine handelsübliche Gifford-McMahon-Kompressoreinheit Typ RW2 der Firma Leybold (Kompressor AJ5518E der Fa. Tecumseh) eingesetzt. Nach der Komprimierung wird das Stickstoffgas in einem Nachkühler (NK) abgekühlt, danach im Ölabscheider (ÖA) und im Adsorber (AD 1) von Öl befreit. Zur Druck- bzw. Durchflussregelung ist eine zusätzliche Bypassleitung mit Regulierventil (RV 1) installiert. Kompressor und Nachkühler sind wassergekühlt.

Zur Aufrechterhaltung des Hoch- und Niederdruckniveaus in der Anlage, insbesondere während der Stickstoffkondensation, wurde eine hierfür speziell aufgebaute Regeleinheit genutzt. Wesentliche Komponenten sind zwei Speicherpuffervolumina (PF1, PF2) für Stickstoffgas, ein einstellbares Überströmventil (ÜV) und ein Feindruckminderer. Weiterhin enthält die Einheit eine absperzbare Bypassleitung zwischen Hoch- und Niederdruckseite.

Durch den mit der Kondensation einhergehenden Volumenverlust des Stickstoffs kommt es zu einer starken Druckreduzierung. Diese Druckreduzierung lässt sich durch eine nachströmende Stickstoffmenge aus den Pufferbehältern ausgleichen.

Bei der Verdampfung der Flüssigkeit im LN_2 -Sammelbehälter (beim Einschalten des dort installierten Heizelements) kommt es zu einer rapiden Druckerhöhung in der Anlage. Das mittels Federvorspannung auf einen konstanten Gegendruck einstellbare Überströmventil öffnet bei Überschreitung dieses Druckes. Damit ermöglicht es die Förderung von Stickstoff in das Speichervolumen, so dass der Hochdruck den eingestellten Druck nicht überschreiten kann. Im Prinzip ist das Hochdruckniveau damit auch vom Fülldruck der Puffer (Gegendruck des Überstromventils) abhängig, dieses lässt sich aber leicht manuell nachregeln.

Abbildung 4-17: Gemisch-Stickstoff-Kaskade, Fließbild der Versuchsanlage mit geschlossenem Stickstoff-Kreislauf

4.3.2 Durchgeführte Versuche

Mit der entsprechend der Abbildung 4-17 aufgebauten Anlage wurden einige Versuchsreihen durchgeführt (der Kaltteil der Anlage sowie die Kompressor-Einheit der Gemisch-Kältemaschine wurden bereits in Abbildung 4-3 ausführlich dargestellt).

Während der Versuche wurde regelmäßig die Gemischzusammensetzung kontrolliert (HD- bzw. ND-Seite). Die Menge des Kältemittels sowie die Zusammensetzung waren jedoch nicht identisch mit dem bei Untersuchung der Kältemaschine (Kapitel 4.2) eingesetzten Gemisch.

Es ist folgendes festzustellen:

- Der Gemischkreislauf funktionierte bei allen Versuchen problemlos. Es wurden keine Blockaden der Drosselvorrichtung festgestellt. Nachregeln des JT-Ventils war nur bei der „cool down“ Periode notwendig (s. Kapitel 4.2.6.3).
- Der im Stickstoffkreislauf eingesetzte Kompressor lief problemlos. Es wurden keine Einschränkungen bzgl. Druckverhältnis oder Druckniveau festgestellt. Das HD- und ND-Niveau war von der Einstellungen der Regelung bzw. dem Drosselventil abhängig. Ein entsprechender stationärer Zustand mit geringfügiger Druckfluktuation war jedoch wegen schlechter manueller Einstellbarkeit des Heizers schwer zu erreichen.

Bei dem im Kaltteil stattfindenden Verflüssigungsprozess traten keine Probleme auf.

4.3.3 Versuchsergebnisse

4.3.3.1 Messwerte Experiment

Tabelle 4-3 stellt einen Auszug aus den aufgenommenen Werten dar (typische Werte für einen quasi-stationären Betrieb).

Tabelle 4-3: Messwerte, Experiment

Stickstoff-Kreislauf	Messwert	Einheit
Hochdruck	12,08	bar
Niederdruck	1,13	bar
Durchfluss am Eintritt in den Kryostat, \dot{m}_{N_2}	0,291	g/sec
Vorkühltemperatur	244	K
Heizleistung an dem Stickstoffsammelbehälter	36,5	W
Anteil des LN ₂ vor der Drossel	0,95	g/g
Massenstrom LN ₂ nach der Drossel, \dot{m}_{LN_2}	0,185	g/sec
Energieverbrauch, P_{N_2}	865	W
Gemisch-Kreislauf		
Hochdruck	15,14	bar
Druck nach dem Drosselventil	3,35	bar
Saugdruck, Verdichter	2,1	bar
Durchfluss, \dot{m}_{MIX}	1,36	g/sec
Gemischzusammensetzung (mol %)	32,8	N ₂
- entspricht dem Mittelwert für Messungen an der ND – Seite der Gemisch-Kältemaschine	33,6	CH ₄
	10,4	C ₂ H ₄
	23,2	C ₃ H ₈
Vorkühltemperatur	244	K
Energieverbrauch des Vorkühlers, inklusive Lüfter, P_{VOR}	492	W
Energieverbrauch des Gemisch-Kompressors, inkl. Lüfter, P_{MIX}	930	W
Gesamtenergieverbrauch, $P_{\text{MIX}} + P_{\text{VOR}}$ inklusive Vorkühler und Ventilatoren	1422	W
Gesamtenergieverbrauch, $P_{\text{SUM, EXP}} = P_{\text{MIX}} + P_{\text{VOR}} + P_{\text{N}_2}$	2287	W

4.3.3.2 Auswertung

Die Versuchsergebnisse entsprechen einer Kühlmethode der SZF mit vollständiger Verflüssigung des Hochdruckstickstoffs (FF-VC mit ca. 68 % Flüssigkeit am kalten Ende). Hierfür wurde im theoretischen Teil (Kapitel 3.6.4) einen Energiebedarf von 530,7 W/kA berechnet.

Mit dem im Experiment ermittelten Stickstoffmassenstrom $\dot{m}_{N_2} = 0,291 \text{ g/s}$ wäre die Kühlung einer Stromzuführung mit einer Stromstärke von:

$$I_{EXP} = \dot{m}_{N_2} \text{ (Experiment)} / \left(\frac{\dot{m}_{N_2}}{I} \right) \text{ (Theorie, } I = 1 \text{ kA)} = 0,291 / 0,166 = 1,75 \text{ kA} \quad (4-7)$$

realisierbar. So hat die Gemisch-Stickstoff-Kaskade für eine Stromstärke von $I = 1 \text{ kA}$ einen spezifischen Energieverbrauch von:

$$\frac{P_{SUM, EXP}}{I} = \frac{P_{SUM, EXP} \text{ (gemessener Wert)}}{I_{EXP}} = 2287 / 1,75 \approx 1307 \text{ W/kA} \quad (4-8)$$

und ist damit um einen Faktor F :

$$F = \left(\frac{P_{SUM, EXP}}{I} \right) / \left(\frac{P_{SUM, THEORIE}}{I} \right) = 1307 / 530,7 = 2,47 \quad (4-9)$$

größer als in Kapitel 3.6.4 abgeschätzt.

4.3.4 Betrachtung der Versuchsergebnisse

Zwischen den vorausberechneten und den in Versuchen ermittelten Werten gibt es größere Abweichungen. Die Ursachen dafür können in mehreren Faktoren liegen, welche in diesem Kapitel diskutiert werden.

4.3.4.1 Korrektur der Effektivitätsabschätzung

Die inzwischen vorliegenden Messdaten erlauben es, die im Kapitel 3 vorausberechneten theoretischen Werte zu präzisieren. Diese Korrektur bezieht sich vor allem auf Korrektur der Kompressor-Wirkungsgrade und Berücksichtigung des Energieverbrauchs der Lüfter.

4.3.4.1.1 Kompressor-Wirkungsgrade

Die Korrektur bezüglich der Kompressor-Wirkungsgrade ist aus zwei Gründen erforderlich. Zum einen, weil bei den vorherigen Simulationen und Versuchsauswertungen Angaben zum isentropen Wirkungsgrad der Kompressoren genutzt wurden, welche auf Basis der Katalog-Daten für Hermetik-Hubkolbenkompressoren der Fa. Danfoss ermittelt wurden. In der Versuchsanlage wurden jedoch andere Kompressoren eingesetzt. Der andere Grund bestand darin, dass in den Katalogen nur die Ergebnisse der Messungen mit konventionellen Kältemitteln wie R22 oder R134a angegeben sind. Beim Einsatz von kryogenen Kältemitteln wie Stickstoff oder stickstoffbasierten Gemischen müssen, wie bereits im Kapitel 4.2.5 erwähnt, diese Werte sehr kritisch betrachtet werden. Deswegen sind direkte Messungen der Kompressor-Wirkungsgrade erforderlich. Diese wurden sowohl für den Gemisch-Kompressor als auch für den Stickstoff-Kompressor durchgeführt. Die tatsächlichen Wirkungsgrade für den Gemisch-Kompressor wurden für das Versuchsgemisch ermittelt und sind in Tabelle 4-4 dargestellt.

Tabelle 4-4: Einige Messungen Kompressor-Wirkungsgrad RK5518E, Fa. L'Unite Hermetique

Hochdruck, bar	Saugdruck, bar	Energieverbrauch, W*	Isentroper Wirkungsgrad
12	2	746	0,316
15,1	2,1	881	0,32
15,1	3,3	960	0,350

* aufgenommen für Versuchsgemisch, ohne Energieverbrauch des Ventilators

Wie bereits bei der Beschreibung des Stickstoff-Kreislaufs erwähnt, wurde zur Verdichtung des Stickstoffs eine konventionelle Gifford-McMahon-Kompressoreinheit Typ RW2 der Firma Leybold eingesetzt. Diese ist für andere Betriebsparameter ausgelegt (Druckverhältnis $\Pi = 3 - 3,5$, Saugdruck ca. 7 bar) und arbeitet bei den vorhandenen Betriebsbedingungen nicht besonders effektiv. Der im Versuch gemessene isentrope Wirkungsgrad dieses Kompressors ist in Tabelle 4-5 dargestellt.

Tabelle 4-5: Kompressor-Wirkungsgrad, RW2, Fa. Leybold, bei Verdichtung von Stickstoff

Hochdruck, bar	Saugdruck, bar	Energieverbrauch, W	Isentroper Wirkungsgrad
12,1	1,1	865	0,106

Stickstoffmassenstrom: $\dot{m} = 0,291 \text{ g/s}$

Für den Stickstoff-Kompressor wurde weiterhin der Wirkungsgrad eines Hubkolbenkompressors (SC15 der Fa. Danfoss, Hubraum $15,28 \text{ cm}^3$, theoretischer Saugvolumenstrom $V_h = 2,66 \text{ m}^3/\text{h}$) gemessen. Dieser wurde in einem eigenen Versuchsstand durchgemessen. Der ermittelte Wert ist in Tabelle 4-6 zu sehen.

Tabelle 4-6: Kompressor-Wirkungsgrad, SC15, Fa. Danfoss, bei Verdichtung von Stickstoff

Hochdruck, bar	Saugdruck, bar	Energieverbrauch, W	Isentroper Wirkungsgrad
12,1	1	393	0,309

Stickstoffmassenstrom: $\dot{m} = 0,375 \text{ g/s}$

4.3.4.1.2 Lüfter, Energieverbrauch

Die Betriebserfahrungen zeigen, dass sich der Energieverbrauch des Lüfters allgemein mit ca. 1/10 des Kompressor-Energieverbrauchs ansetzen lässt.

4.3.4.1.3 Korrigierte theoretische Werte

Diese Korrektur bezieht sich vor allem auf die realen Messwerte der Kompressor-Wirkungsgrade und die Berücksichtigung des Energieverbrauchs beider Lüfter (Gemisch- und Stickstoff-Kompressor), welche bei den bisherigen Schätzungen nicht berücksichtigt wurden.

Die genaue Messung des isentropen Wirkungsgrades für die bei der theoretischen Betrachtung für den Gemisch-Kreislauf eingesetzten Betriebsdrücke ($p_{\text{HD}} = 18 \text{ bar}$, $p_{\text{ND}} = 2 \text{ bar}$) wurden für das Versuchsgemisch nicht durchgeführt. Basierend auf den in Tabelle 4-4 dargestellten Werten kann man diesen jedoch mit großer Wahrscheinlichkeit als $\eta_{\text{MIX}} = 0,3$ annehmen.

Für den Stickstoff-Kreislauf wurde der Wirkungsgrad des mit Stickstoff vermessenen Verdichters der Fa. Danfoss (Typ SC15) verwendet.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 4-7 gegenübergestellt.

Tabelle 4-7: Gesamtenergieverbrauch der Kaskade, korrigierte Werte der Ergebnisse aus Abbildung 3-18 bzw. Kapitel 3.6.4 (FF-VC, $x = 0,68$, verlustbehaftete Kaskade, jedoch ohne Druckverluste); $\dot{m}_{\text{LN}_2} = 0,11 \text{ (g/sec)/kA}$, $\dot{m}_{\text{N}_2} = 0,166 \text{ (g/sec)/kA}$

	vorher	korrigiert
Gemischkompressor, isentroper Wirkungsgrad	$\eta_{\text{MIX}} = 0,45$	$\eta_{\text{MIX}} = 0,3$
Stickstoffkompressor, isentroper Wirkungsgrad	$\eta_{\text{N}_2} = 0,43$	$\eta_{\text{N}_2} = 0,309$
P_{N_2} / I , W/kA	122,2	169,3
$P_{\text{LÜFTER, N}_2} / I$, W/kA	0	17
P_{MIX} / I , W/kA	338,6	511,3
$P_{\text{LÜFTER, MIX}} / I$, W/kA	0	51
$P_{\text{SUM, THEORIE}} / I$, W/kA	460,8	748,3

Diese Berechnungen zeigen deutlich größere Werte für den Energieverbrauch des Gesamtsystems. Die Druckverluste wurden hier allerdings noch nicht betrachtet, so dass der hier angegebene Wert $P_{\text{SUM}} \approx 748 \text{ W/kA}$ für die Gesamtantriebsleistung der Kaskade sogar noch etwas zu niedrig ist. Die Analyse der in der experimentellen Anlage aufgetretenen Verluste wird sich im Folgenden jedoch an diesem Vergleichswert orientieren. Der neu berechnete Abweichungsfaktor $F = (P_{\text{SUM, EXP}} / I) / (P_{\text{SUM, THEORIE}} / I)$ reduziert sich damit also von $F = 2,47$ (Gleichung 4-8) auf mindestens $F = 1307 / 748 = 1,74$. Der Vergleichswert für die Versuchsergebnisse ergibt dementsprechend:

$$P_{\text{SUM, THEORIE}} = I_{\text{EXP}} \cdot \left(\frac{P_{\text{SUM, THEORIE}}}{I} \right) = 1,75 \cdot 748 \approx 1309 \text{ W} \quad (4-10)$$

In den nächsten Abschnitten werden die Versuchsergebnisse sowie die Möglichkeiten zur Verbesserung der Gesamteffektivität genauer betrachtet. Verglichen werden im Prinzip die Kaskaden mit unterschiedlichen Ausführungsvarianten des Gemisch-Kreislaufs: „einfacher“ Gemisch-Kreislauf mit dem optimierten Fünf-Komponenten-Gemisch (entspricht der Betrachtung im Kapitel 3 mit hier korrigierten theoretischen Werten) und der Gemisch-Kreislauf mit Vorkühlstufe und einem Vier-Komponenten-Gemisch (praktische Ausführung der Anlage). Dabei werden unterschiedliche Faktoren betrachtet, welche die Effektivität des gebauten Prototypes der Kaskade im Wesentlichen beeinflussen.

4.3.4.2 Stickstoffkompressor

Der gemessene isentrope Wirkungsgrad des im Versuch eingesetzten Kompressors (RW2, Fa. Leybold) ist mit $\eta_{is} = 0,106$ ungewöhnlich niedrig. Dies hatte einen deutlich höheren Energieverbrauch (865 W) zur Folge.

Würde man im Versuch diesen Verdichter durch einen geeigneten Verdichter ersetzen, z.B. durch bereits erwähnten Hubkolbenkompressor der Fa. Danfoss (Typ SC15, vermessen mit Stickstoff), würde es bei gleichen Betriebsdrücken (12 und 1 bar) zu einer deutlichen Reduzierung des Energieverbrauchs kommen. Diese ist mit Hilfe von Tabelle 4-8 illustriert.

Tabelle 4-8: Umrechnung des Energieverbrauchs für effektiveren N₂-Kompressor

Kreislauf-Parameter	gemessen	verbessert
Isentroper Wirkungsgrad, Stickstoffkompressor	0,106	0,309
Stickstoffdurchfluss, g/sec	0,291	0,291
Hochdruck, bar	12	12
Saugdruck, bar	1	1
Energieverbrauch des Verdichters, W	865	305
Energieverbrauch des Lüfters, W	–	31
Energieverbrauch N ₂ -Kompressor P_{N_2} , W	865	336
Energieverbrauch Gemisch-Anlage $P_{MIX} + P_{VOR}$, W	1422	1422
Gesamtenergieverbrauch P_{SUM} , W	2287	1758
Zum Vergleich: theoretischer Wert $P_{SUM, THEORIE}$, W	1309	1309
Abweichungsfaktor F	1,74	1,34

Diese Abschätzung zeigt, dass die Verschlechterung der Effektivität der Gesamtanlage einzig und allein auf Einsatz des nicht geeigneten Stickstoff-Kompressors zurückzuführen ist.

4.3.4.3 Gemischzusammensetzung

Nach der Auswertung der Versuchsergebnisse wurde festgestellt, dass die Zusammensetzung des eingesetzten Gemisches nicht optimal war. Ein T,q-Diagramm des Wärmeübertragers für die Versuchsergebnisse ist in Abbildung 4-18 dargestellt. Durch eine Nachbesserung der Zusammensetzung lässt sich eine Erhöhung der Effektivität realisieren.

Es wurde versucht, diese Verbesserung mit Hilfe von Berechnungen abzuschätzen. Dafür wurden Simulationen des Gesamtsystems mit dem Software-Programm ProVision (Pro II) durchgeführt. Die Betriebsdrücke, Druckverluste sowie minimale Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ($\Delta T_{MIN} \approx 1$ K entspr. Messwert) und Massenanteil des flüssigen Stickstoffs vor der Drossel wurden bei der Berechnungen konstant gehalten. Variiert wurde der Stickstoff-Massenstrom. Die Ergebnisse der Simulation sind in Tabelle 4-9 dargestellt.

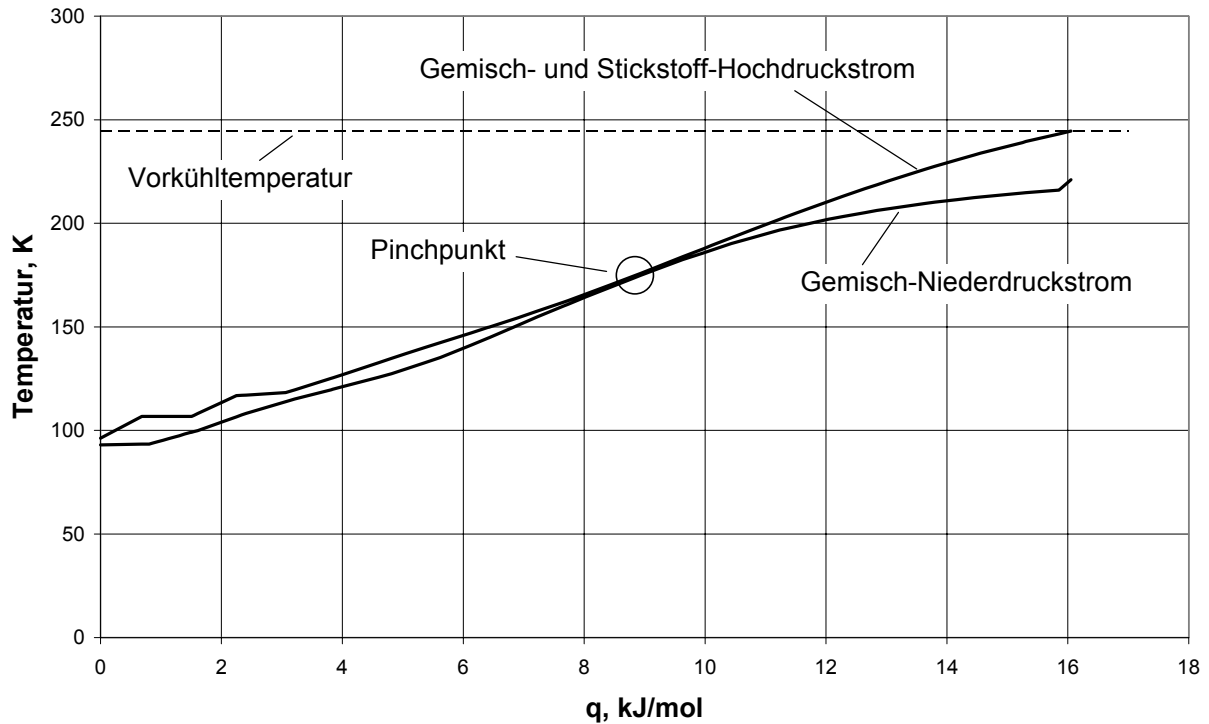


Abbildung 4-18: T,q -Diagramm des 3-Kanal-Wärmeübertragers (Versuchsergebnisse)

Tabelle 4-9: Einfluss der Gemischzusammensetzung auf die Effektivität der Kaskade

Kreislauf-Parameter	gemessen	optimiert
Gemischzusammensetzung (mol %)		
N ₂	32,8	30,0
CH ₄	33,6	29,2
C ₂ H ₄	10,4	21,7
C ₃ H ₈	23,2	19,1
Stickstoffdurchfluss, g/sec	0,291	0,350
\bar{g}_{mix} , mol/mol (MIX-zu-N ₂ -Molenstromverhältnis)	4,72	3,94
\bar{g}_{mix} , g/g (MIX-zu-N ₂ -Massenstromverhältnis)	4,66	3,89
Maximaler Strom durch die SZF I , kA	1,75	2,11
Gesamtenergieverbrauch (gemessen) P_{SUM} , W	2287	2287
Zum Vergleich, theoretischer Wert $P_{\text{SUM, THEORIE}}$, W	1309	1578
Abweichungsfaktor F	1,74	1,45

Diese Ergebnisse zeigen, dass bei richtiger Auswahl der Gemischzusammensetzung der Abweichungsfaktor F um etwa 17 % reduziert wird.

4.3.4.4 Vorkühlung

Die Beschreibung der Vorkühlanlage erfolgte bereits im Kapitel 4.2.3.

Aus den durchgeführten Versuchen wurden folgende Erkenntnisse gewonnen:

1. Die Vorkühltemperatur beträgt $T_{\text{VOR}} = -29^{\circ}\text{C}$, was dem Siededruck von Kältemittel R507 bei $p = 2,24$ bar entspricht.
2. Der Gemisch- sowie der Stickstoffstrom werden dabei (im VK 2) von $T_1 = -10^{\circ}\text{C}$ auf $T_2 = -29^{\circ}\text{C}$ abgekühlt. Dafür werden ca. 100 W Kälteleistung benötigt.
3. Auf dem Temperaturniveau von -29°C soll die Kälteleistung der Vorkühlanlage etwa $Q_{0,\text{VOR}} = 550$ W, die Antriebsleistung $P_{\text{VOR}} = 500$ W und die Leistungszahl $\varepsilon = 1,1$ betragen (dargestellt in Abbildung 4-19 nach ASHRAE-Konditionen, Katalog der Fa. Danfoss [24], Verdichter Typ SC15).
4. Ein Teil der Kälteleistung wird zur Vorkühlung des Gemisches im Verdampfer (VK 1) in der Ölabscheidereinheit gebraucht.
5. In der Ölabscheidereinheit wird das Gemisch von $T_{20} = 15^{\circ}\text{C}$ auf $T_{15} = 4,8^{\circ}\text{C}$ abgekühlt, die erforderliche Kälteleistung beträgt ca. 20 W und ist damit verhältnismäßig gering.
6. Das Kältemittel verdampft in VK1 bei $T_{17} \approx -10^{\circ}\text{C}$ ($p \approx 4,5$ bar) und wird am Ende des Wärmeübertragers sogar etwas überhitzt.
7. Die restliche Kälte wurde offensichtlich durch Wärmeeinfall von außen aufgrund unvollkommener Isolation, vor allem im Bereich der Ölabscheidereinheit sowie dem Expansionsventil und in der nach der Entspannung zum Kryostat führenden Leitung (das Ventil befand sich außerhalb des Kryostates) verbraucht.

Diese Verluste führen zu einem zusätzlichen Energieverbrauch. Durch eine bessere thermische Isolation kann dieser zum größten Teil eingespart werden. Eine Kälteleistung von 235 W (ASHRAE) wäre in diesem Fall sicherlich ausreichend. Man könnte dann z.B. den Kompressor FR7.5CL der Fa. Danfoss für die Vorkühlung einsetzen mit Leistungszahl $\varepsilon = 1,02$ und Energieverbrauch $P = 231$ W bei $T = -30^{\circ}\text{C}$.

8. Weitere Möglichkeiten, den Energieverbrauch zu senken, sind in der Optimierung der Vorkühlanlage-Schaltung zu finden:

- Schalten des Verdampfers VK1 auf Gegenstrom (wurde im Gleichstrom betrieben)
- Einbau eines rekuperativen Wärmeübertragers zwischen Entspannungsventil und Sammelbehälter zur Unterkühlung des Hochdruckstroms mit dem Ziel, die Kälteleistung zu vergrößern sowie zum Vermeiden einer evtl. Blasenbildung vor dem Expansionsventil
- Optimierung der Wärmeübertrager (VK1, WÜ1 : größere Wärmeübergangsfläche)

Hier ist das Verbesserungspotential mit ca. 10 ... 15 % abzuschätzen.

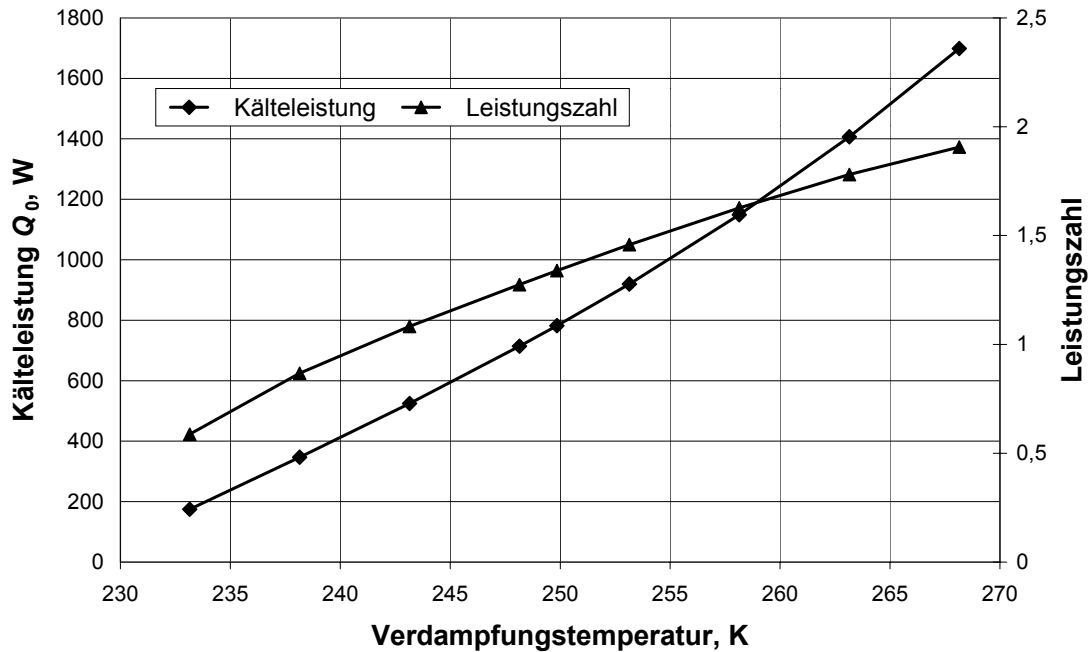


Abbildung 4-19: Kälteleistung und Leistungszahl der eingesetzten Vorkühlanlage (ASHRAE-Konditionen, Katalogwerte)

4.3.4.5 Betriebsdrücke in dem Gemisch-Kreislauf

Im Prinzip können nicht-optimale Betriebsdrücke auch einen Einfluss auf die Effektivität des Systems ausüben. Die im Versuch in der Gemisch-Kältemaschine eingestellten Hoch- und Niederdrücke beziehen sich vor allem auf den stabilen und zuverlässigen Betrieb des eingesetzten einstufigen Hermetikverdichters und stellen kein Optimum dar. Eine kleine Erhöhung des Hochdruckes (bis auf 17 - 18 bar) wäre hier sicher von Vorteil (auch hinsichtlich des Wirkungsgrades nicht sehr schädlich), verlangt aber eine bessere Wärmeabfuhr (Kühlung des Kompressors).

Im Grunde genommen hängt die Wahl der Betriebsdrücke mit der Charakteristik des Kompressors zusammen. Bei kleineren Druckverhältnissen arbeiten die Kompressoren deutlich effektiver, der Kühlprozess in der Kältemaschine wird damit aber schlechter. Eine genauere Untersuchung mit dem Ziel eines optimalen Druckverhältnisses hinsichtlich Prozessausführung und Kompressoreffektivität wäre hier also notwendig.

Dies weist darauf hin, dass die Optimierung der Betriebsdrücke ein weiteres Potential darstellen kann.

4.3.4.6 Druckverluste im Wärmeübertrager

Druckverluste im Wärmeübertrager, insbesondere auf der Niederdruckseite des Gemisch-Kreislaufs, stellen eine weitere Verlustquelle dar. Deren negativer Einfluss schlägt sich vor allem im höheren erforderlichen Druckverhältnis nieder. Der Wirkungsgrad des Kompressors nimmt dabei ab (Tabelle 4-4). Die gemessenen Druckverluste auf der Niederdruckseite betragen $\Delta p_{ND} = 1,25$ bar. Eine Optimierung des Wärmeübertragers mit dem Ziel, diese auf akzeptable Werte ($\Delta p_{ND} = 0,3 \dots 0,7$ bar) zu reduzieren, ist zur Verbesserung des Gesamtsystems also notwendig.

4.3.5 Verbesserungspotential

4.3.5.1 Variante mit geeigneterem N₂-Kompressor und verbesserter Vorkühlung

Will man die einfachen Verbesserungsmöglichkeiten nutzen, z.B. gleichzeitig mit der Verbesserung der Isolation und dem Einsatz einer kleineren Vorkühlanlage auch einen geeigneteren Stickstoff-Verdichter einsetzen (wie in Kapitel 4.3.4.2 vorgeschlagen), kommt man auf die in Tabelle 4-10 dargestellten Werte.

Tabelle 4-10: Umrechnung des Energieverbrauchs für effektiveren N₂-Kompressor und bessere Vorkühlanlage

Kreislauf-Parameter	gemessen	verbessert
Energieverbrauch des Stickstoff-Verdichters, W	865	305
Energieverbrauchs des Lüfters, W	–	31
Energieverbrauch N ₂ -Kompressor P_{N_2} , W	865	336
Energieverbrauch Gemisch-Kompressor P_{MIX} , W	930	930
Energieverbrauch Vorkühlanlage P_{VOR} , W	492	231
Gesamtenergieverbrauch P_{SUM} , W	2287	1497
Zum Vergleich: theoretischer Wert $P_{SUM, THEORIE}$, W	1309	1309
Abweichungsfaktor F	1,74	1,14

4.3.5.2 Variante mit geeigneterem N₂-Kompressor und optimierter Zusammensetzung

Setzt man gleichzeitig mit der Korrektur der Gemischzusammensetzung auch einen geeigneteren Stickstoff-Verdichter ein (wie in Kapitel 4.3.4.2 vorgeschlagen), kommt man auf folgende Werte (Tabelle 4-11)

Tabelle 4-11: Einfluss der Gemischzusammensetzung auf die Effektivität der Kaskade

Kreislauf-Parameter	gemessen	verbessert
Gemischzusammensetzung		optimiert
Maximaler Strom durch die SZF I , kA	1,75	2,11
Theoretischer Wert $P_{SUM, THEORIE}$, W	1309	1578
Gesamtenergieverbrauch P_{SUM} , W	2287	1815
Abweichungsfaktor F	1,74	1,15

4.3.5.3 Variante mit geeigneterem N₂-Kompressor, verbesserter Vorkühlung und optimierter Gemisch-Zusammensetzung

Die Umrechnungsergebnisse für die Variante der Gemisch-Stickstoff-Kaskade mit geeigneterem N₂-Kompressor, kleinerer Vorkühlanlage und optimierter Gemisch-Zusammensetzung sind in Tabelle 4-12 dargestellt.

Tabelle 4-12: Umrechnung des Energieverbrauchs für effektiveren N₂-Kompressor, bessere Vorkühlanlage und optimierte Gemischzusammensetzung

Kreislauf-Parameter	gemessen	verbessert
Maximaler Strom durch die SZF I , kA	1,75	2,11
Energieverbrauch Gemisch-Kompressor P_{MIX} , W	930	930
Energieverbrauch Vorkühlanlage P_{VOR} , W	492	231
Energieverbrauch des Stickstoff-Verdichters, W	865	357
Energieverbrauch des Lüfters, W	–	36
Energieverbrauch N ₂ – Kompressor P_{N_2} , W	865	393
Gesamtenergieverbrauch P_{SUM} , W	2287	1554
Zum Vergleich: theoretischer Wert $P_{\text{SUM, THEORIE}}$, W	1309	1578
CEF_{MIX} , %	7,7	11,4
Abweichungsfaktor F	1,74	0,98

Die Ergebnisse dieser Schätzung zeigen, dass bereits mit kleineren Verbesserungen an der vorhandenen Versuchsanlage sich Energieverbräuche von nur ca. 1550 W erreichen lassen. Die produzierte Stickstoffmenge würde dabei zur Kühlung einer Stromzuführung mit 2,11 kA (forcierte Gaskühlung mit $x = 0,68$) reichen. Damit werden die vorher theoretisch berechneten Werte für den optimierten Gemisch-Kreislauf ohne Vorkühlung (Tabelle 4-7, Gemisch aus fünf Komponenten mit Bildung flüssiger Phase bei Umgebungstemperatur) bereits „überholt“ (Unterschied bzgl. Faktor F ist kleiner als 1).

4.3.5.4 Weitere Verbesserungsmöglichkeiten

Die weiteren Verbesserungsmöglichkeiten zum Senken des Energieverbrauchs bestehen vor allem in der Optimierung des 3-Kanal-Wärmeübertragers mit dem Ziel, die Druckverluste auf der Niederdruckseite der Gemisch-Kältemaschine zu reduzieren.

Außerdem besteht ein weiteres Potential in der Vorkühlanlage-Schaltung (wie bereits in Kapitel 4.3.4.4 beschrieben) und der Reduzierung der Vorkühltemperatur.

Ein Gesamtenergieverbrauch von weniger als 700 W/kA kann damit in einer Pilotanlage (mit vorhandenen vermessenen Verdichtern) mit großer Wahrscheinlichkeit erreicht werden.

4.3.5.5 Einfluss der Effektivität von Kompressoren

Der gravierende Faktor für die Effektivität der gebauten Kaskade ist eine allgemein niedrige Effektivität des eingesetzten einstufigen Rollkolbenkompressors im Gemisch-Kreislauf sowie des getrennt untersuchten Verdichters der Fa. Danfoss als Ersatz für den verwendeten Kompressor im Stickstoff-Kreislauf. Den Einfluss der Kompressor-Wirkungsgrade auf den Gesamtverbrauch der Kaskade sowie auf die Effektivität der Gemisch-Kältemaschine zeigt für genannte Versuchsbetriebsdrücke sowie Druckverluste (angenommen effektiverer N_2 -Kompressor, bessere Vorkühlanlage, optimierte Gemischzusammensetzung) Tabelle 4-13.

Tabelle 4-13: Umrechnung der Versuchsergebnisse für unterschiedliche Wirkungsgrade der Kompressoren (zusätzlich angenommen: effektiverer N_2 -Kompressor, bessere Vorkühlanlage, optimierte Gemischzusammensetzung)

Isentrope Wirkungsgrade	gemessen	angenommen	angenommen	angenommen
1. Gemisch-Verdichter	0,32	0,4	0,5	0,6
2. Stickstoff-Verdichter	0,309	0,4	0,5	0,6
Energieverbrauch Gemisch-Kompressor P_{MIX} , W	930	758	616	521
Energieverbrauch Vorkühlanlage P_{VOR} , W	231	231	231	231
CEF_{MIX} , %	11,4	13,3	15,6	17,5
Energieverbrauch Stickstoff-Kompressor P_{N_2} , W	393	304	242	202
Gesamtenergieverbrauch P_{SUM} , W/kA	736	612	516	452

Diese Abschätzung zeigt eine starke Abhängigkeit des Gesamtenergieverbrauchs der Kaskade von der Effektivität der in der Anlage eingesetzten Kompressoren. So kann u.a. der Einsatz von **etwas** besseren Kompressoren mit einem isentropen Wirkungsgrad von $\eta_{is} = 0,4$ die Gesamtantriebsleistung der Kaskade auf ca. 600 W/kA reduzieren.

Außerdem ist zu erwarten, dass bei größeren Kälteanlagen größere Kompressoren (z.B. halbhermetische Verdichter der Fa. Bitzer [30]) eingesetzt werden, welche in der Regel effektiver arbeiten.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der Gemisch-Stickstoff-Kaskade wurden von dem Verfasser in [31] und in [32] veröffentlicht.

5. Kühlsysteme auf der Basis alternativer Kühltechniken

5.1 Strombegrenzer, Stand der Entwicklung

Wie bereits in der Einleitung zu dieser Arbeit erwähnt, wurden innerhalb einer Entwicklungszeit von inzwischen mehr als 10 Jahren FCL-Funktionsmodelle mit den zur Verfügung stehenden HTSL-Leiter (YBCO, BiSCO – Materialien) gebaut und erfolgreich getestet.

Bei Siemens ist ein dreiphasiger resistiver 1,2 MVA-Begrenzer (Nennspannung 7,2 kV, Nennstrom 100 A) getestet worden [2]. Der Strombegrenzer mit leitungsgekühlten SZF befand sich in einem Kryogefäß mit LN₂ und dem Kaltkopf eines Gifford-McMahon-Kryokühlers zur Stickstoffrekondensation.

In derzeitiger Entwicklung der Fa. Siemens befindet sich ein weiterer dreiphasiger Prototyp mit einer Leistungsgröße von 12 MVA (Stromlast 600 A, verkettete Spannung 12 kV). Das Kühlkonzept beinhaltet einen separaten Badkryostat für jeweils eine Phase [33]. Die Auslegung des Kälteversorgungssystem soll sich in diesem Fall auf eine „gesamte“ Stromlast in SZF von $I = 3,6$ kA orientieren (sechs Stromzuführungen mit je 600 A).

Weitergehend, nach den Prototypen für Mittelspannung, sind die FCLs auch für Hochspannungsnetze bzw. Netzkupplungen sehr begehrt. Dies bezieht sich z.B. auf einen 42 MVA Strombegrenzer mit realistischer Leistung als Einspeisebegrenzer (feeder) für Unterverteilungsnetze. Die Entwicklung eines solchen Prototyps ist ebenfalls bei Siemens geplant [34]. Die Auslegung des Kälteversorgungssystem soll sich in diesem Fall auf eine „gesamte“ Stromlast in der SZF von $I = 24$ kA orientieren.

Bei der Firma ABB (Schweiz) wurde ein resistiver 6,4 MVA-Strombegrenzer (8 kV/ 800 A, eine Phase) entwickelt [3]. Die weiteren weltweit an der Entwicklung von HTSL-Strombegrenzer beteiligten Firmen sind in den USA General Atomics und in Japan Toshiba.

5.2 Kryorefrigeratoren mit höherer Kälteleistung, Stand der Technik

In diesem Kapitel werden Leistungsdaten und Kosten von Kryokühlern zusammengestellt, die die höchsten (Stand des Jahres 2002) am Markt erhältlichen Kälteleistungen haben.

Einen Überblick über die zur Kühlung von HTSL-Betriebsmittel einsetzbaren Kältemaschinen sowie über die an diese Kältemaschinen gestellten technischen bzw. wirtschaftlichen Anforderungen findet man z.B. in [34].

Firma Cryomech Inc. bietet einen Gifford-McMahon-Kryokühler mit einer Kälteleistung von 320 W bei ca. 77 K (Model AL300), sowie einen Pulsrohrkühler mit 60 W Kälteleistung bei 77 K (Model PT60) an [35].

Die Firma Leybold Vacuum bietet einen Gifford-McMahon-Kryokühler mit einer Kälteleistung von 120 W bei 77 K (Model Coolpower 120 T) an [36].

Eine Stirling-Kältemaschine mit einer Kälteleistung von 1000 W bei 77 K (Modell SPC-1) wird von der Firma Stirling Cryogenics & Refrigeration BV angeboten [37].

In Tabelle 5-1 sind die Leistungsdaten und Kosten von o.g. Kryokühlern zusammengestellt. Die dargestellten Angaben für die Stromkapazität beziehen sich auf leitungsgekühlte SZF aus Kupfer mit $RRR = 100$ ($\dot{Q}_0 = 41$ W/kA), da die mit diesen Refrigeratoren erbrachte Kälteleistung nur auf einem (niedrigsten) Temperaturniveau effektiv verbraucht werden kann. Bei den

Investitionskosten handelt es sich um durchschnittliche Werte, basierend auf Anfragen und Angeboten.

Tabelle 5-1: Vergleich von kommerziellen Kryokühlern mit hoher Kälteleistung

Typ (Firma-Hersteller)	GM (Leybold)	GM (Cryomech)	Stirling (Stirling)	PTR (Cryomech)
Kälteleistung @ 77 K	120	320	1000	60
Leistungsaufnahme in W	6000	7200	11000	3000
Investitionskosten, €	16 500	28 000	76 700	17 100
Leistungszahl	0,02	0,044	0,09	0,02
Carnot-Wirkungsgrad, %	5,6	12,3	25,5	5,6
max. Stromfluss (1 SZF) in kA	2,93	7,8	24,37	1,46
max. Stromfluss (6 SZF) in kA	0,488	1,3	4,06	0,24
Antriebsleistung (1 SZF), W/kA	2048	923	451,4	2055

GM – Gifford-McMahon-Kühler; PTR – Pulsrohrkühler

Prinzipiell ist es auch möglich, eine Stirling-Kaltgasmaschine, eine GM-Kältemaschine oder einen Pulsrohrkühler als Stickstoffverflüssiger zu nutzen. Eine Wirtschaftlichkeit im Vergleich mit der oben genannten Konfiguration kann aber sicher ausgeschlossen werden. Dies wird auch durch die Abschätzung in Tabelle 5-2 illustriert.

Für die N₂-Rückkühlung mit diesen Kältemaschinen sind jeweils Leitungskühlung (CC) und Abgaskühlung (SS-VC, $\alpha = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$) gegenübergestellt. Im zweiten Fall muss gasförmiger Stickstoff jeweils ab Raumtemperatur wieder rückgekühlt werden, was aufgrund der hohen Temperaturdifferenzen zu hohen Verlusten führt. Die erforderlichen Kälteleistungen liegen dementsprechend von vornherein um einen Faktor von $\sim 1,41$ höher.

Tabelle 5-2: Vergleich erforderliche Kühlleistung für Stickstoffrückverflüssigung mit Gaskältemaschinen in Leitungs (CC)- und Abgaskühlungs (SS-VC) – Konfiguration

Parameter	Einheiten	CC	SS-VC
Stromstärke	kA	1	1
N ₂ -Durchfluss	g/sec	-	0,137**
N ₂ , Rückverflüssigungs- Enthalpiedifferenz	J/g	198	424
Erforderliche Kälteleistung \dot{Q}_0 @ 77 K	W	41,0*	58,0

* - entspricht dem minimalen Wärmestrom am kaltem Ende der SZF in optimaler Auslegung

** - entspricht dem Stickstoffmassenstrom für optimale Auslegung der SZF

5.3 Kälteversorgung mit LN₂-Nachlieferung

Auch ein offenes Kälteversorgungssystem mit LN₂-Nachlieferung wäre möglich. Das System besteht hier aus einem Flüssigstickstoff-Vorratstank mit großer Kapazität, verbunden mit dem Kryostatdewar mit Stickstoffbad, in welchem sich HTSL-Kurzschlussstrombegrenzer sowie die

kalten Enden der leitungs- bzw. abgasgekühlten Stromzuführungen befinden. Um das Niveau des flüssigen Stickstoffs im Kryostatdewar konstant zu halten, ist eine Füllstandsregelung vorgesehen.

Dies verlangt eine funktionierende LN₂-Logistik, was in vielen Fälle vom Anwender nicht gewünscht wird. Im Weiteren wird dieses System deshalb aus der Betrachtung ausgeschlossen.

5.4 Kostenvergleich verschiedener Kälteversorgungssysteme

5.4.1 Investitionskosten und Betriebskosten

Ein sich auf Investitions- sowie auch auf die Betriebskosten beziehender Vergleich zwischen den im Abschnitt 5.2 dargestellten Kühlern im Bezug auf die gesamte Stromlast in der SZF ist für einen Betrieb von 30 Jahren in Abbildung 5-1 dargestellt. Für den Strompreis wurde dabei einen Wert von 0,1 €/kWh angenommen.

Nicht berücksichtigt bei den Betriebskosten (ebenso nicht bei den Investitionsnebenkosten) wurde der Aufwand für Kühlwasser. Dieser fällt an bei GM, PTR und Stirlingsystemen.

Die Beschaffungskosten für eine Gemisch-N₂-Kaskade wurden hier nach folgendem Erfahrungswert, der auf bisherigen Beschaffungen und Angeboten basiert, berechnet:

$$J_{\text{Gemisch-N}_2\text{-Kaskade}} = 10\,000,-\text{€} + P_{\text{SUM}} [\text{kW}] \cdot 1\,000,-\text{€} \quad (5-1)$$

P_{SUM} steht hierbei für die Gesamtleistungsaufnahme der Kältemaschine in kW, also Antriebsleistung von Gemisch- und N₂-Kreislauf zusammen.

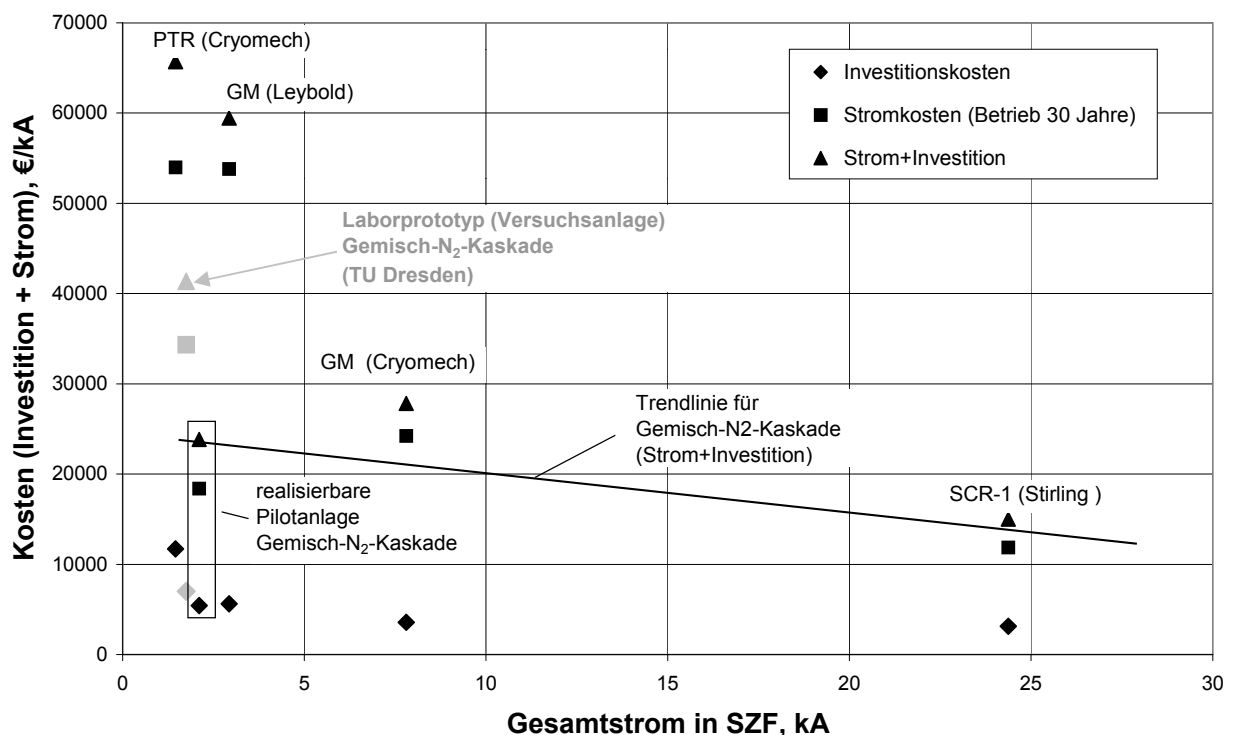


Abbildung 5-1: Kostenvergleich, verschiedene Kühlsysteme

Die im oberen Diagramm dargestellten Daten für den entwickelten Laborprototyp der Kaskade beziehen sich also auf die experimentellen Ergebnisse für Kaskade mit vollständiger Verflüssigung von Hochdruckstickstoff (FF-VC mit $x = 0,68$) und einem Gesamtenergieverbrauch von $P_{\text{SUM}} = 1307 \text{ W/kA}$. Weiterhin sind im Diagramm die Daten für eine erweiterte (realisierbare) Pilotanlage mit einem Gesamtenergieverbrauch von $P_{\text{SUM}} = 700 \text{ W/kA}$ (FF-VC mit $x = 0,68$) dargestellt. Bei den Berechnungen wurde ein Wärmeübergang zwischen metallischer Stromzuführung und Kühlgasstrom von $\alpha = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ unterstellt.

Der Verlauf einer Trendlinie für die Gemisch-N₂-Kaskade (realisierbare Pilotanlage) wurde unter folgenden Annahmen ermittelt:

- Investitionskosten werden nach (5-1) berechnet.
- Der Verlauf der Betriebskosten ist linear mit steigender Effektivität der Kompressoren
- Für den Gesamtenergieverbrauch eines Gesamtstromes von $I = 24 \text{ kA}$ (entspricht einem künftigen Prototyp der Fr. Siemens) wurde ein Wert von $P_{\text{SUM}} = 450 \text{ W/kA}$ angenommen.

Die Kälteleistung der betrachteten Gaskältemaschinen (abgesehen von SCR) reicht für große Stromlasten (wie z.B. bei dem künftigen Prototyp von Siemens mit einer Stromlast von $I = 24 \text{ kA}$) nicht. Es sind deshalb mehrere von diesen Anlagen notwendig, um die genannte Gesamtkälteleistung ($I = 24 \text{ kA}$, $\dot{Q}_0 = 41,0 \cdot 24 = 984 \text{ W}$) zu erzeugen. Tabelle 5-3 stellt die relativen Kosten verschiedener Kühlsysteme am Beispiel eines Strombegrenzers mit einer Gesamtstromlast von $I = 24 \text{ kA}$ gegenüber.

Tabelle 5-3: Kostenvergleich, verschiedene Kühlsysteme für einen Gesamtstrom von $I = 24 \text{ kA}$

Typ (Firma-Hersteller)	GM (Leybold)	GM (Cryomech)	Stirling (SCR)	Gemisch-N ₂ - Kaskade
Anzahl der Einheiten	8	3	1	1
Gesamtinvestitionskosten, €	132 000	84 000	76 700	20 800
Gesamtinvestitionskosten, €/kA	5 639	3 588	3 195	867
Stromkosten (30 Jahre), €/kA	53 885	24 248	12 045	11 826
Strom + Investition, €/kA	59 524	27 836	15 240	12 695

Der bereits erwähnte Pulsrohrkühler der Fr. Cryomech wurde in die in Tabelle 5-3 ausgeführten Gegenüberstellung nicht einbezogen. Dieser PTR ist ein GM-Typ-Kühler mit Ventilsteuerung und hat daher eine relativ niedrigere Effektivität (die Beschreibung dazu sowie die Messergebnisse für diesen Kühler kann man z.B. in [38] finden). So wird dieser Kühler auf Grund der niedrigeren Effektivität bei den weiteren Betrachtungen ausgeschlossen. Eine bessere Ausführung eines Pulsrohrkühlers ist durch den Einsatz eines Linear-Kompressors (Stirling-Typ Pulsrohrkühler) möglich. Der Linear-Kompressor erzeugt die erforderliche Druckoszillation direkt am Pulsrohr und benötigt dadurch keine Ventilsteuerung. Die irreversiblen Verluste an den Ventilen fallen dadurch weg, so dass höhere Wirkungsgrade erreicht werden können als beim GM-Typ mit Ventilsteuerung. Aufgrund der wenigen beweglichen Teile erhöhen sich auch Zuverlässigkeit und Lebensdauer. Im Moment gibt es aber keinen kommerziell angebotenen Kryokühler in dieser Ausführung für hohe Kälteleistung. An Prototypen wird an verschiedenen Stellen gearbeitet (Praxair (USA) [39], GEA Happel (Deutschland) [40]).

5.4.2 Teillastbetrieb

Die Notwendigkeit der effizienten Kälteleistungsregelung mit dem Ziel einer effizienten Anpassung des Kühlsystems an dem Teillastbetrieb wurde bereits in den vorherigen Kapiteln beschrieben.

Von den hier betrachteten Gaskältemaschinen lassen sich nur die Stirling- bzw. Stirling-Typ-Pulsrohr-Kältemaschinen relativ gut regeln. Im ersten Fall kann dies durch den Einsatz einer Drehzahlregelung am Kompressorsantrieb realisiert werden, im zweiten durch die Veränderung des Kompressorhubes (verändert wird die Bewegungsamplitude des Kolbens, die Arbeitsfrequenz bleibt unverändert). Die GM-Kältemaschinen lassen sich nur „nicht effizient“ (ohne Energieeinsparung) an die veränderliche Last anpassen.

In Kapitel 2.5 wurde gezeigt, dass die forcierte Kühlung der SZF mit kleineren Flüssigkeitsanteilen am kalten Ende der SZF für den Fall abnehmender Stromstärke noch effizienter und somit noch sinnvoller als für Nennstrom im Vergleich mit Leitungskühlung ist (Abbildung 2-23). Eine forcierte Kühlung der SZF ist nur mit der Gemisch-Stickstoff-Kaskade machbar. Diese lässt sich auch effizient und kontinuierlich regeln, eine effektive Anpassung des Kälteversorgungssystems an eine veränderliche Stromlast wird dadurch möglich. Aus dieser Sicht erscheint der Einsatz einer Gemisch-Stickstoff-Kaskade als Kälteversorgungssystem eines HTSL-Strombegrenzers sehr vorteilhaft. Insbesondere trifft dies auf die in Kapitel 3.7 beschriebene „verbesserte“ Variante der Kaskade zu.

5.4.3 Wartung

Die Wartungskosten verschiedener Anlagen wurden bei der bisherigen Betrachtung nicht berücksichtigt. Diese fallen in verschiedener Höhe je nach Anlagentyp an und können bei bestimmten Kühlern von großer Bedeutung sein.

Bei dem GM-Kalkopf laut Herstellerangabe der Fa. Leybold wird der Verdränger nach ca. 17 000 Betriebsstunden ausgetauscht (Kosten 1 900, -€)

Bei der Stirling-Kältemaschine ergeben sich alle 6 000 Stunden Wartungskosten für Reinigung bzw. Austausch von Regenerator und Verschleißteilen. Die Kosten dafür werden auf 1000 € pro Wartung abgeschätzt.

Der Kalkopf der Gemisch-Stickstoff-Kaskade braucht im Prinzip keine Wartung, sofern „Sauberkeit“ von Anlagenkomponenten bzw. des Herstellungsprozesses, gewährleistet ist.

Die bei den betrachteten GM-Kühlern eingesetzten Scroll-Verdichter der Fa. „Copeland“ werden nicht gewartet, die wartungsfreie Zeit wird von über 50 000 Betriebsstunden angegeben.

Die in der Kompressor-Einheit von GM-Kühler sowie von GM-Typ-PTRs und Stickstoff-Kreislauf der Kaskade eingesetzten Adsorber sollen nach 15 000 ... 20 000 Betriebsstunden ausgetauscht werden (Kosten ca. 2 000, -€, Angabe der Fa. Leybold)

Also auch in Hinsicht der geringen Wartungskosten erscheint der Einsatz einer Gemisch-Stickstoff-Kaskade als sinnvoll.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich nach der Analyse und Optimierung der Stromzuführungen auf Flüssigstickstoff-Temperaturniveau, hauptsächlich mit der Untersuchung einer Gemisch-Stickstoff-Kaskade als Kälteversorgungssystem eines resistiven HTSL-Strombegrenzers.

In Kapitel 2 wird gezeigt, dass zur „idealen“ Kühlung der SZF ein über den gesamten Temperaturbereich zwischen 293 K und 77 K verteilter Kältebedarf besteht. Es wird eine Kältemaschine benötigt, die mit gutem Wirkungsgrad über den o.g. Temperaturbereich die Kälte erzeugt. Besonders gut geeignet scheint hier das Gemisch-Kälte-Verfahren zu sein. Die effektive Kühltemperatur dieses Verfahrens, ist auf ca. 90 K begrenzt, da die Effizienz solcher Anlagen sehr stark mit weiter sinkenden Temperaturen abnimmt. Zum Betrieb von HTSL-Elementen ist eine solche Temperatur noch nicht ausreichend. Außerdem, sollte bei dem Kälteversorgungssystem ein großer Kältespeicher (z.B. für den Quench-Fall etc.) vorhanden sein. Ein direkter Kontakt zwischen SZF und dem Gemisch-Kühlstrom (beinhaltet brennbare Komponenten) ist zu vermeiden. Ein in der Kältetechnik bewährtes Vorgehen in solchen Fällen ist der Übergang zu einem Zwischen-Kreislauf. Als Kältemittel für diesen zweiten Kreislauf wird zweckmäßigerweise Stickstoff verwendet. Die Gemisch-Kälteanlage dient in diesem Fall zum Vorkühlen und Verflüssigen des Hochdruckstickstoffs. Das HTSL-Element sowie das kalte Ende der SZF befinden sich in einem Bad mit flüssigem Stickstoff bei einer Temperatur von ca. 77 K. Das Stickstoffbad hat hier gleichzeitig die Funktion des erwähnten Kältespeichers. Die Kühlung der SZF kann in diesem Fall mit gasförmigen Stickstoff erfolgen.

Die gewonnenen Erkenntnisse über metallische Stromzuführungen zwischen Raumtemperatur und Flüssigstickstoff-Temperaturniveau werden ebenfalls in Kapitel 2 dargestellt. Als optimale Kombination wurde eine relativ lange Stromzuführung sowie ein Stickstoff-Kühlstrom mit relativ kleinem Flüssigkeitsanteil (ca. 15 %) am kalten Ende der SZF ermittelt. Diese Kombination ist bei Stromstärken unterhalb der nominalen Stromstärke ebenfalls besonders günstig. In diesem Fall liegt der theoretische Leistungsverbrauch im Vergleich zum Verbrauch bei Abgaskühlung bzw. Leitungskühlung um mehr als 30 % bzw. 50 % niedriger. Für den Teillastbetrieb der Anlage können die Kühlmethoden mit unterschiedlichen Flüssigkeitsanteilen aus einem relativ großen Bereich zwischen der Kühlmethode mit unverändertem Flüssigkeitsanteil und Kühlmethode mit konstanter (entspricht dem Fall der nominalen Auslegung) Flüssigkeitsmenge eingesetzt werden. Der notwendige Leistungsverbrauch ändert sich nicht stark.

In Kapitel 3 werden zwei verschiedene Ausführungsvarianten einer Gemisch-Stickstoff-Kaskade vorgeschlagen. Mit Hilfe dieser Kaskade sind alle untersuchten Kühlmethoden der SZF realisierbar. Die optimalen Verhältnisse zwischen Gemisch- bzw. Stickstoffstrom werden gefunden. Die in Kapitel 2 identifizierte optimale Kühlmethode mit ca. 15 % Flüssigkeit am kalten Ende der SZF stellt für die gewählten Ausführungen der Kaskade kein Optimum dar. Das Optimum verschiebt sich zu einer Kühlmethode, bei der eine viel größere Flüssigkeitsmenge (ca. 68 %) vorhanden ist. Die Gründe dafür liegen in dem rasch steigenden Verbrauch des Stickstoff-Kreislaufs bei Kühlmethoden mit kleineren Flüssigkeitsanteile am kalten Ende. Der Verbrauch des Gemisch-Kreislaufs hat etwa den gleichen Verlauf wie die „Carnot“-Kurve und weist ein Minimum bei $x = 0,15$ auf.

Weitergehend wird in Kapitel 3 eine verbesserte Variante der Gemisch-Stickstoff-Kaskade mit Nutzung der Kühlkapazität des Hochdruckstickstoffs zur Kühlung der Stromzuführungen

vorgeschlagen. Der Kühlprozess erfolgt in zwei Stufen: forcierte Gaskühlung zwischen $T = 106,6 \text{ K}$ ($p = 12 \text{ bar}$) und Umgebungstemperatur sowie Leitungskühlung zwischen $T = 106,6 \text{ K}$ und ca. 78 K . Die Leistungsaufnahme des Stickstoff-Kreislaufs wird dadurch deutlich verringert.

Bei der experimentellen Untersuchung der Gemisch-Kältemaschine wurde das selbstregelnde Verhalten für den Teillastbetrieb untersucht (Kapitel 4). Die Effektivität der Kältemaschine ändert sich in einem großen Bereich von Stickstoffmassenströmen nicht drastisch, so dass die Kälteanlage in einem großen Kühllastbereich gleich effektiv bleibt. Zu optimaler Regelung der Kaskade im Falle veränderter (vor allem sinkender) Stromstärke im elektrischen Kreis passt sich die Kältemaschine allerdings nur qualitativ an (liefert nicht ganz optimale Ergebnisse bezüglich der notwendigen Verflüssigungsrate von Stickstoff). Die günstigste Lösung zur Anpassung der Kaskade an den Teillastfall liegt offensichtlich im geregelten Gemisch- und selbstregelnden Stickstoff-Kreislauf. Zur Regelung des Gemisch-Kreislaufs kann in diesem Fall ein „drehzahl geregelter“ Verdichter und ein regelbares Drosselventil eingesetzt werden. Besonders günstig kann in diesem Fall die „verbesserte“ Variante der Kaskade (in Kapitel 3.7 besprochen) mit zweistufiger Kühlung der SZF realisiert werden. Eine weitere Untersuchung ist hier jedoch notwendig.

Die Verflüssigung des Stickstoffs mit Hilfe der Gemisch-Anlage und einem geschlossenen Stickstoff-Kreislauf wurde in einem zweiten Experiment realisiert. Die Versuchsergebnisse bestätigen die Effektivität des Verflüssigungsverfahrens auf Basis der Gemisch-Stickstoff-Kaskade, wenn auch nicht mit der vorausgerechneten Effektivität. Die möglichen Ursachen wurden betrachtet; dabei wurde festgestellt, dass einen besonders großen negativen Einfluss auf die Verflüssigungseffektivität der in den Versuchen zunächst zum Einsatz gekommene Gifford-McMahon-Kompressor (Einheit RW 2 der Fa. Leybold) hat. Ein weiterer gravierender Faktor ist die niedrige Effektivität des im Gemisch-Kreislauf eingesetzten Rollkolbenkompressors der Fa. L'Unite Hermetique. Die weiteren Untersuchungen an den Kompressoren mit dem Ziel, geeignetere und kostengünstigere Kompressoren zu finden- bzw. zu entwickeln, erscheinen hier sehr bedeutend.

Bereits mit kleineren Verbesserungen an der vorhandenen Versuchsanlage (mit vorhandenen Kompressoren) lässt sich der Energieverbrauch von ca. 1550 W erreichen, die produzierte Stickstoffmenge würde dabei zur Kühlung einer Stromzuführung mit $2,11 \text{ kA}$ reichen (forcierte Gaskühlung mit $x = 0,68$ mit einem „spezifischen“ Gesamtenergieverbrauch von $P_{\text{SUM}} = 736 \text{ W/kA}$).

Ein weiteres Verbesserungspotential stellt die Optimierung des 3-Kanal-Wärmeübertragers dar, mit dem Ziel, die Druckverluste auf der Niederdruckseite der Gemisch-Kältemaschine zu reduzieren. Mit einem verbesserten Wärmeübertrager lässt sich in einer Pilotanlage ein Gesamtenergieverbrauch von weniger als 700 W/kA erreichen.

In Kapitel 5 werden Kühlsysteme auf Basis verschiedener Kühltechniken dargestellt. Im Vergleich mit Gas-Kältemaschinen mit leitungsgekühlten Stromzuführungen schneidet die untersuchte Variante mit Gemisch-Stickstoff-Kaskadenschaltung gut ab.

Insgesamt kann als Ergebnis festgehalten werden, dass der Einsatz der vorgestellten Gemisch-Stickstoff-Kaskadenanlagen zur Kälteversorgung im vorgestellten Anwendungsfall eine durchaus wettbewerbsfähige, voraussichtlich sogar überlegene Alternative zu den sonst verfügbaren Methoden darstellt.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Gromoll, B., Kraemer, H.P., Niewisch, J., et. al., Applied cryocooling of a resistive HTS-fault current limiter, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 45, 2000, 627-634
- [2] Witzmann, R., Schmidt, W., Volkmar, R.-R., Resistive HTSL-Strombegrenzer, präsentiert auf ETG Kongress 2001, Nürnberg
- [3] Lakner, M., Paul, W., Chen, M., et. al., Supraleitende Strombegrenzer – Stand der Entwicklung, präsentiert auf ETG Kongress 2001, Nürnberg
- [4] Agsten, R., Beitrag zur Optimierung von Stromleitungen in Tieftemperaturgebiete, Dissertation, TU Dresden, 1971
- [5] Kittel, C., *Introduction to Solid State Physics*, 5th Edition, New York, Wiley, 1976, p. 178
- [6] „Cryocomp“. Program Copyright by Eckels Engineering Inc., 322 Ebenezer Court Drive, Florence SC. 29501 (Programm zur Berechnung der Materialeigenschaften)
- [7] Hilal, M.A., Optimization of current leads for superconducting systems, *IEEE Trans Magnetics* (1977), MAG-13, 690.
- [8] Chang, H.M., Van Sciver, S.W., Thermodynamic optimization of conduction-cooled HTS current leads, *Cryogenics* (1998) 38, 729
- [9] Herrman, P.F., Current leads. In: *Applied Superconductivity* (1998), p. 801
- [10] Goloubev, D., Alexeev, A., Haberstroh, Ch. and Quack, H., Comparison of Methods for Cooling a Resistive HTSC-Fault Current Limiter, in *Proc. ICEC18*, Bombay, February 2000, 167-171
- [11] Little, W.A., Kleemenko Cycle Cryocoolers: Low Cost Refrigeration at Cryogenic Temperatures, in *Proc. ICEC17*, Bournemouth, 1998, 1-9
- [12] Beschreibung der Produktreihe der Fa. IGC-Polycold, www.igc.com/polycold/
- [13] Podcherniaev, O., Boiarski, M., Mogarichni, V., et. al., Nonflammable mixed refrigerants for use with very low temperature throttle-cycle refrigeration systems. US Patent # 6 502 410, 2003
- [14] Podcherniaev, O., persönliche Mitteilung, Juni 2003
- [15] Bojarski, M., Potapov, G., Lunin, A., Optimierungsmethode für Drossel-Kreisläufe bei komplexem Kältebedarf. *Hochtemperatursupraleitung*, # 3-4, 1990 (in Russisch)
- [16] Potapov, G.: Optimierung von Gasgemisch-Drosselkreisläufen und Entwicklung einer Kleinverflüssigungsanlage auf der Basis dieser Kreisläufe, Dissertation, Moskauer Energetisches Institut - Technische Universität, 1994 (in Russisch)
- [17] Alexeev, A., Haberstroh, Ch., Quack, H., Siegert, J., Weiterentwicklung eines Gemisch-Joule-Thomson-Kryokühlers, *DKV-Tagungsbericht Leipzig*, 1996, 203-217
- [18] Alexeev, A., Quack, H., Thiel, A., Study of behavior in the heat exchanger of a mixed gas JT cryocooler, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 45, 2000, 307-314
- [19] Gong, M.Q., Luo, E.C., Zhou, Y., et. al., Optimum Composition Calculation for Multicomponent Cryogenic Mixture Used in Joule-Thomson Refrigerators, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 45, 2000, 283-290

-
- [20] Boiarski, M., Khatri, A., Podcherniaev, O., Enhanced Refrigeration Performance of the Throttle-Cycle Coolers Operating with Mixed Refrigerants, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 45, 2000, 291-297
 - [21] Khatri, A., Boiarski, M., Development of Rapid Cooldown Throttle-Cycle Coolers Operating with Mixed Refrigerants, in *Proc. ICEC18*, Bombay, February 2000, 567-570
 - [22] Alexeev, A., Untersuchung zur Weiterentwicklung einer Gemisch-Joule-Thomson-Kältemaschine auf Basis ölgeschmierter Kompressoren. Dissertation, TU Dresden, 1999.
 - [23] Pro Vision (Pro II Simulationsprogramm, Version 5.6), available from Simulation Science Inc., 601 S. Valencia Ave., California 92621, USA (www.simsci.com)
 - [24] Datenblätter zur Charakteristik der Kompressoren der Fa. Danfoss, www.danfoss.com
 - [25] Quack, H., Maximum efficiency of helium refrigeration cycles using non-ideal components. *Advances in cryogenic engineering*, Vol. 39b, 1994, 1209-1216
 - [26] Binneberg, P., Energieeffiziente Regelung von Haushaltskühlgeräten, Dissertation, TU Dresden, 2001
 - [27] Alexeev, A., Haberstroh, Ch., Quack, H., Mixed Gas JT Cryocooler with a Precooling Stage, *Cryocoolers 10*, 1999, 475-480
 - [28] Datenblätter Kompressoren der Fa. Firma L'Unite Hermetique (Katalog der Fa. Fischer (Fassung Stand 1998))
 - [29] Wilke, F., Untersuchungen zu einem Gemisch-Joule-Thomson-Kleinkühler, Diplomarbeit, Universität Karlsruhe (TH), 2002
 - [30] Datenblätter Kompressoren der Fa. Bitzer, www.bitzer.de
 - [31] D. Goloubey, A. Alexeev, Ch. Haberstroh and H. Quack, Development of a cascade refrigerator for cooling of 80 K current leads, in *Proc. ICEC19*, Grenoble, France, 2002, 327-330
 - [32] D. Goloubey, A. Alexeev, Ch. Haberstroh and H. Quack, Entwicklung einer Gemisch-Stickstoffo-Kaskadenkältemaschine zur Kühlung von 80 K Stromzuführungen, *DKV-Tagungsbericht Magdeburg*, 2002, 17-28
 - [33] Gromoll, B., Technische und wirtschaftliche Anforderungen an Kryorefrigeratoren für HTSL-Betriebsmittel der Energietechnik, in *Zusammenfassung Dresdener Kolloquium „Bedarf und Möglichkeiten der kryotechnischen Maschinenkühlung für Erzeugnisse mit HTSL-Materialien“*, Februar 2002
 - [34] Gromoll, B., Technische und wirtschaftliche Anforderungen an Kryorefrigeratoren für HTSL-Betriebsmittel der Energietechnik, *DKV-Tagungsbericht Ulm*, 2001, 69-70
 - [35] Beschreibung der Produktreihe der Fa. Cryomech Inc., www.cryomech.com
 - [36] Beschreibung der Produktreihe der Fa. Leybold Vacuum, www.leyboldvac.de
 - [37] Beschreibung der Produktreihe der Fa. Stirling Cryogenics & Refrigeration BV, www.stirling.nl
 - [38] Wang, C., Dausmann, R. and Gifford P.E., A Single-Stage Pulse Tube Cryorefrigerator and it's Application, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 47a (2001), 670-682
 - [39] Zia, J.H., Design and Operation of 4 kW Linear Motor Driven Pulse Tube Cryocooler, to be presented at CEC – ICMC, Anchorage, Alaska, September 2003.

- [40] Altenbokum, M., Krykühler von GEA, in Zusammenfassung Dresdener Kolloquium „Bedarf und Möglichkeiten der kryotechnischen Maschinenkühlung für Erzeugnisse mit HTSL-Materialien“, Februar 2002

Zusätzliche Literatur

- L1 Tsao, C.K., Power loss and temperature distribution of a gas-cooled cryogenic current lead, Cryogenics (1974), 601
- L2 Rehak, M.L.F., A simplified theory of current leads, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 43, 1135-1341, 1998
- L3 Gromoll, B., Ries, G., Schmidt, W., Resistive current limiters with YBCO films, presented at EUCAS'97, Eindhoven, 1997
- L4 Weller, R.A., Superconducting Fault Current Limiter Development, presented at ASC Conference, Pittsburgh, 1996
- L5 Buyanov, Y., Fradkov, A., Shebalin, I., A review of current leads for cryogenic devices, Cryogenics (1975), 193
- L6 Bayram, A., Bonaquist, D., Prosser, N., Advances in refrigeration for air separation – using mixed refrigerant cycles to reduce cost and improve efficiency, to be published in Proc. of the International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C.
- L7 Jungnickel, H., Agsten, R., Kraus, W.E., Grundlagen der Kältetechnik. Verlag Technik GmbH Berlin, 1990

8. Anlagen

Anlage 1 – Programm / FFVC ($x = 0,149$), Mathcad 8,0 Professional

1.1 Kommentar zum Program

Gelöst wird das System der Gleichungen (2-23a) und (2-23b). Dieses System entspricht einem Differenzialgleichungssystem:

$$y_1 = T, \quad y_2 = \frac{dT}{dx} = \frac{dy_1}{dx}, \quad y_3 = T_g$$

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dx} = y_2 \\ \frac{dy_2}{dx} = \frac{\alpha \cdot u}{A \cdot k(y_1)} \cdot (y_1 - y_3) - \frac{I^2 \cdot \rho(y_1)}{A^2 \cdot k(y_1)} \\ \frac{dy_3}{dx} = \frac{\alpha \cdot u}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot (y_1 - y_3) \end{cases}$$

Grenzbedingungen:

$$\begin{aligned} y_1(0) &= 77,4 \\ y_1(L) &= 293 \\ y_3(0) &= 77,4 \end{aligned}$$

Intervall: $0 \dots L$

Gesuchte Funktionen: $y_1(x), y_2(x), y_3(x)$

Die Lösung dieses Differenzialgleichungssystems erfolgt im „Mathcad“ in zwei Schritten. Zuerst wird das Zweipunktrandwertproblem in Anfangswertproblem transformiert. Dabei wird die Bedingung $y_2(0)$ gefunden (erfolgt durch die Variation dieser Funktion auf dem vorgegebenen Intervall $0 \dots L$ mit dem Ziel der Erfüllung der Bedingung $y_1(L) = 293$).

Im zweiten Schritt wird das System mit Anfangswertgrenzbedingungen gelöst. Gefunden werden die Funktionen $y_1(x), y_2(x), y_3(x)$.

Stoffwerte: c_p des gasförmigen Stickstoff – const

α (Wärmeübergangskoeffizient, im Programm bezeichnet als Alfa) – const

Funktion für Wärmeleitfähigkeit nach Gleich. 2-2a – Kupfer (RRR = 100)

Funktion für elektr. Widerstand nach Gleich. 2-2b – Kupfer (RRR = 100)

1.2 Programm

Ausgangsparameter:

$u := 0.0314$ $A := 7.854 \cdot 10^{-5}$
 $Ro_0 := -327.6$ $K_ro := 6.92$
 $m := 2.91 \cdot 10^{-4}$ $Alfa := 1000$
 $Cp := 1041$ $I := 1000$

$v_1 := 150$ - Schätzwert für $y_2(0)$ (die erste Ableitung dT/dx am kalten Ende der SZF)

$$\text{load}(a, v) := \begin{bmatrix} 77.4 \\ v_1 \\ 77.4 \end{bmatrix}$$

$$D(x, y) := \begin{bmatrix} y_2 \\ \frac{u \cdot Alfa}{A \cdot \left[e^{\left[-4.9271 \cdot 10^{-6} \cdot (y_1)^2 \right] + 1.041 \ln(y_1) + \frac{138.91}{y_1}} \right]} \cdot (y_1 - y_3) - \frac{I^2}{A^2} \cdot \frac{(Ro_0 + K_ro \cdot y_1) \cdot 10^{-11}}{\left[e^{\left[-4.9271 \cdot 10^{-6} \cdot (y_1)^2 \right] + 1.041 \ln(y_1) + \frac{138.91}{y_1}} \right]} \\ u \cdot Alfa \cdot \frac{y_1 - y_3}{m \cdot Cp} \end{bmatrix}$$

$\text{score}(b, y) := 293 - y_1$

$S := \text{sgrw}(v, 0, 0.599, D, \text{load}, \text{score})$

Funktion "sgrw" berechnet den Anfangswert y_2 .

$S = (202.114)$

Resultat, die erste Ableitung (dT/dx) am kalten Ende der SZF.

$$y := \begin{bmatrix} 77.4 \\ 202.114 \\ 77.4 \end{bmatrix}$$

- Grenzbedingungen für das Anfangswertproblem

$$D(x,y) := \begin{bmatrix} y_2 \\ \frac{u \cdot \text{Alfa}}{A \cdot e^{\left[\left[-4.9271 \cdot 10^{-6} \cdot (y_1)^2 \right] + 1.041 \ln(y_1) + \frac{138.91}{y_1} \right]}} \cdot (y_1 - y_3) - \frac{l^2}{A^2} \cdot \frac{(Ro_0 + K_{ro} \cdot y_1) \cdot 10^{-11}}{\left[\left[-4.9271 \cdot 10^{-6} \cdot (y_1)^2 \right] + 1.041 \ln(y_1) + \frac{138.91}{y_1} \right]}} \\ u \cdot \text{Alfa} \cdot \frac{y_1 - y_3}{m \cdot C_p} \end{bmatrix}$$

Y := rkfest(y, 0, 0.599, 200, D)

Funktion "rkfest" löst das Differenzialgleichungssystem mit Anfangswertgrenzbedingungen.

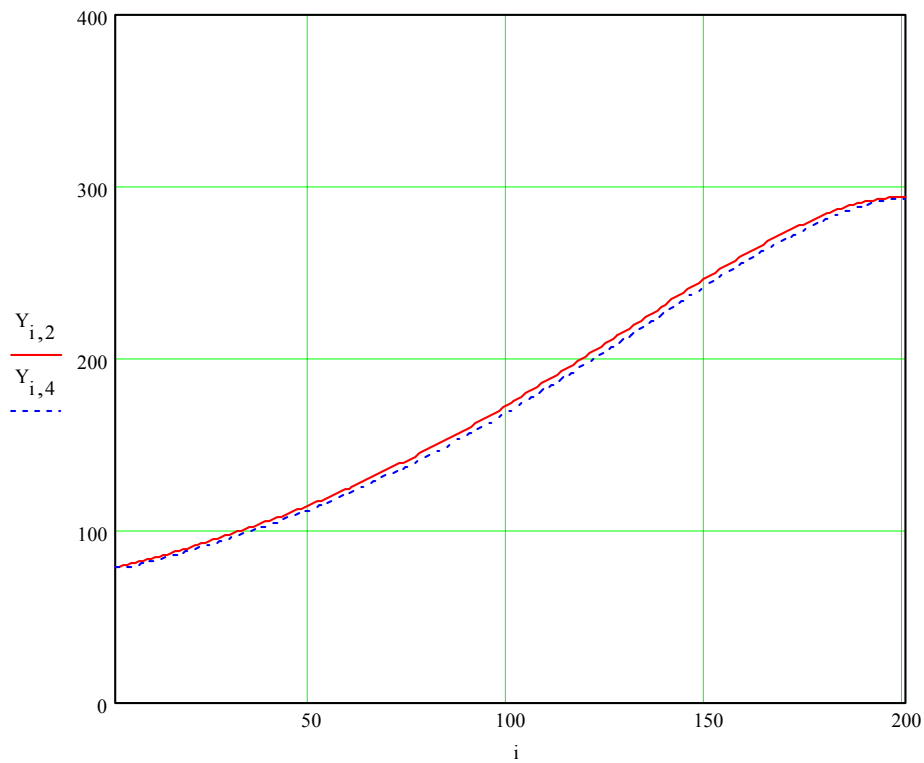
	1	2	3	4
1	0	77.4	202.114	77.4
2	2.995·10 ⁻³	78.003	200.828	77.485
3	5.99·10 ⁻³	78.604	200.49	77.707
4	8.985·10 ⁻³	79.205	200.843	78.031
5	0.012	79.807	201.7	78.429
6	0.015	80.413	202.927	78.882
7	0.018	81.023	204.428	79.376
8	0.021	81.638	206.131	79.902
9	0.024	82.258	207.986	80.452
10	0.027	82.884	209.956	81.022
11	0.03	83.516	212.015	81.607
12	0.033	84.154	214.143	82.206
13	0.036	84.799	216.326	82.816
14	0.039	85.45	218.554	83.437
15	0.042	86.108	220.821	84.066
16	0.045	86.773	223.121	84.704
17	0.048	87.444	225.449	85.35
18	0.051	88.123	227.804	86.004
19	0.054	88.809	230.183	86.666
20	0.057	89.502	232.585	87.335

i := 1..201

$$DT_i := Y_{i,2} - Y_{i,4}$$

$$DT_{\text{durch}} := \frac{\sum_{i=1}^{201} DT_i}{201}$$

DT_durch = 3.447



Wärmestrom am kalten Ende der SZF:

$$Q_0 := e^{\left[-4.9271 \cdot 10^{-6} (77.4)^2 \right] + 1.041 \ln(77.4) + \frac{138.91}{77.4}} \cdot A \cdot Y_{1,3} \quad Q_0 = 8.58$$

Kühlkapazität des Gases:

$$Q_g := m \cdot C_p \cdot (Y_{201,4} - 77.4) \quad Q_g = 65.139$$

$$\text{Flüssigkeitsanteil} := \frac{Q_0}{198 \cdot 10^3 \cdot m} \quad \text{Flüssigkeitsanteil} = 0.149$$

Minimale Antriebsleistung:

$$P := \frac{Q_0 \cdot 743 \cdot 10^3}{198 \cdot 10^3} + \left(m - \frac{Q_0}{198 \cdot 10^3} \right) \cdot 191.09 \cdot 10^3 \quad P = 79.523$$